

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**APLICAÇÃO DE ABSORVEDORES TIPO MEMBRANA
EM CAVIDADES E FILTROS ACÚSTICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ERIC BRANDÃO CARNEIRO

Florianópolis, Fevereiro de 2008

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**APLICAÇÃO DE ABSORVEDORES TIPO MEMBRANA
EM CAVIDADES E FILTROS ACÚSTICOS**

ERIC BRANDÃO CARNEIRO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

Arcanjo Lenzi, Ph.D. (Orientador)

Fernando Cabral, PhD. (Coordenador)

BANCA EXAMINADORA

Edison da Rosa, Dr. Eng. (Presidente)

Roberto Jordan, Dr. Eng.

Dr. Jorge Cláudio da Silva Pinto (INMETRO)

**“Todos nós desejamos o progresso, mas se você está na estrada errada,
progresso significa fazer o retorno e voltar para a estrada certa;
nesse caso, o homem que volta atrás primeiro é o mais progressista”**

C.S. Lewis

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a Deus, por trabalhar tão arduamente ao longo da história e da minha história, para tornar inimigos dele, como eu fui, seus amigos. Este é o acontecimento mais importante na minha vida e o brilho de sua esperança ofusca todas as outras coisas. Um progresso de fato.

Aos meus pais (Bráulio e Elma) pelos ensinamentos, suporte e carinho incondicionais que me deram por todos os anos da minha vida. Ao meu irmão Luiz Marcelo e à minha irmã Izabel Cristina pelo apoio, carinho, preocupação (com o caçula, que sou eu) e por algumas longas conversas tão importantes. Também quero agradecer ao restante da minha família: às avós, aos tios e tias (a alguns pelos conselhos), e também aos primos e primas.

Aos amigos e amigas que ficaram em Itajubá e outros lugares pelo Brasil e mundo. Em especial ao Leonardo, Marcelo (grandes companheiros de áudio e música). Ao Newton e Fernanda, a família da tia Regina, tio Ademir, Rodrigo e Ana Paula. Ao Paulinho por me ajudar tanto em fases difíceis. Ao Bruno, Ricardo I., Débora, Samuel M., Felipe, Isa, Keyla que me fazem sentir que certas coisas simplesmente permanecem como estão. À Flávia pela amizade e ajuda com a formatação deste documento.

Aos amigos peregrinos de Floripa; a todos sem exceção. Quero, porém, cometer a injustiça de citar alguns pelo nome: Elisa, Mila, Lara, Bernardo, André, Solomon, Taís B., Thaís C., Roberta, Mary, Fran, Giovanna, Kariene, Rafa, Sam, Patty e Taybar. Em especial ao Andrew e Cora King que me acolheram como um filho aqui. A vocês o meu “obrigado muito”. Vocês são muito importantes.

Aos colegas, amigos e professores do LVA que contribuíram tanto para a realização deste trabalho (Renato, Daniel, Mario, José, Marcelo, e tantos outros). Ao bolsista Julio Hilgert pela ajuda nos experimentos. Ao Paru pela ajuda com alguns protótipos. Ao professor Arcanjo Lenzi pela orientação e amizade, e por ter ensinado tantas coisas além de acústica.

À Coordenação de Aperfeiçoamento Pessoal de Nível Superior (CAPES) e a empresa EMBRACO, que por intermédio do Sr. Edmar Baars, acompanharam e forneceram a infraestrutura para a realização do trabalho desenvolvido.

Por fim a Deus novamente, porque Ele também cuida das circunstâncias e por isso colocou tantas pessoas incríveis no meu caminho. Obrigado!

SUMÁRIO

Lista de figuras	vii
Lista de tabelas	x
Simbologia.....	xi
Resumo	1
Abstract.....	1
Capítulo 1 – Introdução	1
Capítulo 2 – Conceitos fundamentais de acústica	3
2.1. Propagação sonora em fluidos	3
2.2. Impedância acústica.....	5
2.2.1. Impedância acústica específica.....	5
2.2.2. Impedância acústica normal à superfície.....	6
2.2.3. Razão de reflexão	8
2.2.4. Coeficiente de absorção.....	9
Capítulo 3 – Dispositivos de absorção sonora.....	10
3.1. Materiais porosos.....	10
3.1.1. Tipos de materiais porosos	11
3.1.2. Caracterização de materiais porosos.....	12
3.1.2.1. Porosidade	12
3.1.2.2. Resistência ao fluxo específica e resistividade.....	12
3.1.2.3. Comprimento característico.....	13
3.1.2.4. Tortuosidade	13
3.1.3. Modelos analíticos para materiais porosos.....	13
3.2. Absorvedores de Helmholtz	19
3.3. Absorvedores de Helmholtz usando placa micro-perfurada.....	25
3.4. Absorvedor de membrana.....	31
3.5. Absorvedores ressonantes híbridos	38
3.6. Conclusões.....	39
Capítulo 4 – Simulação numérica de absorvedores tipo membrana.....	40
4.1. Métodos de elementos finitos e de contorno	40
4.2. Painel de membrana tradicional	41
4.3. Resultados.....	44
Capítulo 5 – Avaliação experimental de painéis tipo membrana	49
5.1. Medição da resposta do absorvedor de membrana.....	49
5.2. Medição do absorvedor de membrana com a sonda p-u	51
5.2.1. Calibração da sonda p-u (<i>Microflown</i>) no tubo SWT	53
5.2.2. Medição do absorvedor de membrana em ambiente semi-anecóico	57
5.2.3. Medição do absorvedor de membrana em câmara semi-anecóica (usando acelerômetro).....	61
5.2.4. Medição do absorvedor de membrana em tubo SWT com a sonda p-u	63
5.3. Simulação numérica dos pequenos protótipos.....	71
Capítulo 6 – Aplicação do absorvedor de membrana em tubos	75
6.1. Propagação sonora em um tubo rígido	75
6.2. Modelo numérico para o tubo de paredes rígidas.....	76
6.3. Modelo numérico para o <i>muffler</i>	84
6.4. Comparação numérica / experimental	86
Capítulo 7 – Aplicação do absorvedor de membrana em cavidades	95

7.1. Simulação do absorvedor de membrana em uma cavidade retangular.....	95
7.2. Medição da aceleração da carcaça de um compressor	98
Capítulo 8 - Conclusões.....	102
Referências bibliográficas	105

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Incidência normal do meio 1 ao meio 2	6
Figura 2 – Generalização do cálculo da impedância normal à superfície	7
Figura 3 – Comparação da impedância acústica ($d_{ipor}=5\text{mm}$ e $\sigma=20000$)	16
Figura 4 – Comparação do coeficiente de absorção ($d_{ipor}=5\text{mm}$ e $\sigma=20000$)	16
Figura 5 – Comparação dos coeficientes de absorção de duas amostras (espessuras de 6 e 10mm)	18
Figura 6 – Material poroso com espaçamento de ar	18
Figura 7 – Comparação de α para amostras de mesma espessura com e sem gap de ar	19
Figura 8 – Esquema de um ressonador de Helmholtz	20
Figura 9 – Esquema de um absorvedor tipo Helmholtz usando placa perfurada	21
Figura 10 – Coeficiente de absorção do absorvedor de Helmholtz tipo placa perfurada	23
Figura 11 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de ψ)	23
Figura 12 – Absorvedores de Helmholtz (variação da posição do material poroso)	24
Figura 13 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de D)	25
Figura 14 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de t)	25
Figura 15 – Variação de ψ numa placa micro-perfurada (incidência normal)	28
Figura 16 – Variação de d numa placa micro-perfurada (incidência normal)	28
Figura 17 – Incidência aleatória vs. normal para o absorvedor MPP	29
Figura 18 – Esquema de um DLMPP	29
Figura 19 – comparação do coeficiente de absorção de um MPP com um DLMPP	30
Figura 20 – Comparação de incidência aleatória e normal para um DLMPP	31
Figura 21 – Esquema do absorvedor de membrana	32
Figura 22 – Análise da variação da espessura da membrana	34
Figura 23 – Variação de D ($t = 0.1 \text{ mm}$)	35
Figura 24 – Quantidade de material acústico na cavidade	36
Figura 25 – Quantidade de material acústico na cavidade (2)	37
Figura 26 – Esquema de um absorvedor ressonante híbrido	38
Figura 27 – Esquema de um absorvedor de membrana e condições de contorno	42
Figura 28 – Malhas do absorvedor de membrana	43
Figura 29 – Coeficiente de absorção (numérico vs. analítico)	45
Figura 30 – Impedância normal de superfície (numérico vs. analítico)	45
Figura 31 – Modos estruturais relacionados aos picos secundários	46

Figura 32 – Modos acoplados relacionados aos picos secundários.....	47
Figura 33 – Modos acoplados relacionados aos picos secundários (cavidade).....	47
Figura 34 – Esquema do tubo para calibração da sonda p-u	51
Figura 35 – Equipamentos utilizados na medição na sonda p-u da Microflow.....	54
Figura 36 – Equipamentos utilizados na medição na sonda p-u (Laptop e analisador)	54
Figura 37 – Coerência entre os sinais de velocidade e pressão da sonda p-u.....	55
Figura 38 – $H(f)$ entre os sinais de pressão (sonda p-u) e pressão (referência).....	55
Figura 39 – $H(f)$ entre os sinais de velocidade (sonda p-u) e pressão (referência).....	56
Figura 40 – Fase entre os sinais de velocidade (sonda p-u) e pressão (sonda p-u)	56
Figura 41 – Caixa-acústica na câmara semi-aneecóica	58
Figura 42 – Absorvedor de membrana na câmara semi-aneecóica	58
Figura 43 – Esquemas dos pontos de medição no painel tipo membrana	59
Figura 44 – Velocidade do absorvedor de membrana (experimental vs. numérico).....	60
Figura 45 – Coerência da medição em câmara semi-aneecóica com a sonda p-u.....	61
Figura 46 – Absorvedor de membrana na câmara semi-aneecóica (medição com acelerômetro) ..	62
Figura 47 – Resposta média do absorvedor de membrana (acelerômetro).....	63
Figura 48 – Protótipos de absorvedores de membrana.....	64
Figura 49 – Amplitude da impedância teórica do tubo com terminação rígida em $x = l$	65
Figura 50 – Fase da impedância teórica do tubo com terminação rígida em $x = l$	65
Figura 51 – Amplitude da impedância medida no tubo com terminação rígida em $x = l$	66
Figura 52 – Coeficiente de absorção dos materiais porosos.....	67
Figura 53 – Membrana tipo balão (avaliação do preenchimento da cavidade).....	68
Figura 54 – Membrana tipo luva (avaliação do preenchimento da cavidade).....	68
Figura 55 – Membrana tipo borracha (avaliação do preenchimento da cavidade).....	69
Figura 56 – Comparação entre membranas (cavidade vazia).....	70
Figura 57 – Comparação entre membranas (cavidade com lã mineral)	71
Figura 58 – Comparação entre membranas (cavidade com espuma)	71
Figura 59 – Malhas do absorvedor de membrana medido no tubo <i>SWT</i>	72
Figura 60 – coeficiente de absorção numérico do protótipo do absorvedor de membrana	72
Figura 61 – Impedância normal à superfície (numérica) do protótipo do absorvedor de membrana.....	73
Figura 62 – Comparação numérico / experimental para o protótipo do absorvedor de membrana.....	74
Figura 63 – Propagação sonora em um tubo cilíndrico	75
Figura 64 – Malhas do tubo rígido: (a) FEM; (b) BEM	77

Figura 65 – Comparação analítico, numérica e experimental para um tubo rígido.....	77
Figura 66 – Malhas acústica e estrutural do tubo com absorvedor de membrana.....	78
Figura 67 – Influência do tamanho do espaçamento de ar	79
Figura 68 – Influência da resistividade do material poroso	80
Figura 69 – Influência da massa da membrana	81
Figura 70 – α (incidência normal) para o absorvedor de membrana no tubo	81
Figura 71 – Condições de deslocamento nulo (a) $d1$; (b) $d2$; (c) $d3$	82
Figura 72 – Influência das condições de deslocamento nulo da membrana.....	82
Figura 73 – Influência do amortecimento estrutural	83
Figura 74 – Influência do módulo de Young.....	84
Figura 75 – Esquema do <i>muffler</i> de uma câmara de expansão.....	84
Figura 76 – Modos acústicos do <i>muffler</i>	85
Figura 77 – <i>Muffler</i> com absorvedor de membrana (condição de contorno)	86
Figura 78 – $H(f)$ de um <i>muffler</i> com paredes rígidas e com absorvedor de membrana.....	86
Figura 79 – Esquema das configurações dos tubos para medição da $H(f)$	87
Figura 80 – Equipamentos usados na medição do tubo.....	88
Figura 81 – Obtenção da função de correção	88
Figura 82 – Função de correção	89
Figura 83 – $H(f)$ e coerência para o tubo com paredes rígidas e com material poroso	90
Figura 84 – Esquema do tubo com absorvedor de membrana.....	90
Figura 85 – Diferentes tipos de absorvedores de membrana aplicados ao tubo.....	91
Figura 86 – Coerências (tubo com absorvedor de membrana).....	91
Figura 87 – $H(f)$ dos tubos com absorvedor de membrana.....	92
Figura 88 – Comparação numérica / experimental para o absorvedor de membrana em um tubo	93
Figura 89 – $H(f)$ numérica vs. experimental para o <i>muffler</i> de paredes rígidas	93
Figura 90 – $H(f)$ numérico vs. experimental para o <i>muffler</i> com absorvedor de membrana	94
Figura 91 – Malhas do absorvedor de membrana em uma cavidade retangular	96
Figura 92 – Coeficiente de absorção dos dois absorvedores de membrana simulados	97
Figura 93 – Pressões médias na cavidade (1/3 de oitava)	98
Figura 94 – Aplicação do absorvedor de membrana na carcaça do compressor.....	99
Figura 95 – Absorvedor de membrana antes e depois da medição	100
Figura 96 – Comparação da aceleração média da carcaça do compressor.....	100
Figura 97 – Redução da aceleração média da carcaça do compressor	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados para absorvedor de membrana (variação de m'')	34
Tabela 2 – Dados para absorvedor de membrana (variação de D)	35
Tabela 3 – Dados para absorvedor de membrana (variação de d_{ipor})	36
Tabela 4 – Dados para absorvedor de membrana $D = 8$ cm (variação de d_{ipor})	37
Tabela 5 – Picos secundários e modos próximos	46
Tabela 6 – Lista de equipamentos para calibração	53
Tabela 7 – Tipos de preenchimento da cavidade dos protótipos de absorvedores de membrana .	64
Tabela 8 – Itens utilizados na medição do tubo.....	87

SIMBOLOGIA

i	Unidade complexa
f	Frequência [Hz]
λ	Comprimento de onda [m]
ω	Frequência angular [rad/s]
t'	Tempo [s]
V	Volume [m ³]
ρ	Densidade volumétrica de um meio ou material [kg/m ³]
ρ_0	Densidade volumétrica do ar [kg/m ³]
m	Massa [kg]
m''	Densidade superficial [kg/m ²]
k_{mola}	Constante de rigidez de mola [N/m]
p	Pressão [Pa]
p_0	Pressão de equilíbrio estática [Pa]
p'	Variação temporal da pressão [Pa]
\tilde{A}	Amplitude da onda sonora que se propaga no meio 1, sentido negativo de x [Pa]
\tilde{B}	Amplitude da onda sonora que se propaga no meio 1, sentido positivo de x [Pa]
\tilde{C}	Amplitude da onda sonora que se propaga no meio 2, sentido negativo de x [Pa]
\tilde{D}	Amplitude da onda sonora que se propaga no meio 2, sentido positivo de x [Pa]
u	Velocidade de partícula [m/s]
\tilde{z}	Impedância acústica específica [Rayl]
\tilde{z}_s	Impedância acústica normal à superfície [Rayl]
c_0	Velocidade do som no ar [m/s]
k	Número de onda [m ⁻¹]
R	Razão de reflexão
α	Coefficiente de absorção
θ	Ângulo de incidência da onda sonora
η	Viscosidade do ar [Ns/m ²]
t	Espessura de uma amostra

D	Espessura total de uma cavidade de absorvedor
d_{ipor}	Espessura de uma amostra de material poroso
ε	Porosidade
U	Velocidade de um fluxo constante [m/s]
σ	Resistividade [Rayls/m]
σ_s	Resistência ao fluxo específica [Rayls]
Λ	Comprimento viscoso característico [m]
Λ'	Comprimento térmico característico [m]
r_s	Resistência elétrica de um fluido condutor [Ω]
r_a	Resistência elétrica de uma amostra de material poroso saturada por fluido condutor [Ω]
k_s	Tortuosidade
γ	Razão de calores específicos
N_{pr}	Número de Prandtl
ρ_e	Densidade dinâmica de um meio [kg/m ³]
K_e	Módulo de compressibilidade
l	Comprimento [m]
l'	Comprimento efetivo [m]
a	Raio de um tubo [m]
d	Diâmetro de um tubo ou furo [m]
b	Distancia entre os centros dos furos em uma placa perfurada [m]
ψ	Razão de área perfurada [%]
B	Largura de banda de absorção
Δl	Comprimento de um elemento em uma malha [m]
μ	Deslocamento da membrana [m]
v	Velocidade da membrana [m/s]
a_c	Aceleração da membrana [m/s ²]
E	Módulo de Young [Pa]
σ_p	Coefficiente de Poisson
η_s	Amortecimento estrutural na forma de fator de perda

K_s	Matriz de rigidez estrutural
M_s	Matriz de massa estrutural
F_s	Matriz de forças estrutural
K_A	Matriz de rigidez acústica
M_A	Matriz de massa acústica
F_A	Matriz de forças acústica
C	Matriz de amortecimento
d_{12}	Distância entre os dois microfones de uma sonda
p_1	Pressão medida pelo microfone 1 de uma sonda de dois microfones [Pa]
p_2	Pressão medida pelo microfone 2 de uma sonda de dois microfones [Pa]
p_{p-u}	Pressão medida pelo microfone da sonda p-u [Pa]
u_{p-u}	Velocidade de partícula medida pelo transdutor de velocidade da sonda p-u [m/s]
p_{ref}	Pressão medida pelo microfone de referência na calibração da sonda p-u [Pa]
CF	Função de correção para a medição com a sonda p-u
r	Distância entre fonte e ponto de medição [m]
$H(f)$	Função de transferência entre as pressões acústicas medidas nas extremidades de saída e entrada de um tubo cilíndrico
\tilde{z}_{RAD}	Impedância de radiação de um tubo cilíndrico
L	Comprimento de um tubo cilíndrico [m]
p_A	Amplitude da onda sonora que se propaga num tubo, sentido positivo de x [Pa]
p_B	Amplitude da onda sonora que se propaga num tubo, sentido negativo de x [Pa]
f_c	Frequência de corte para um tubo cilíndrico, a partir da qual aparecem modos transversais

RESUMO

Os absorvedores tipo membrana são absorvedores acústicos compostos de uma cavidade, cujo interior é parcialmente preenchido com material poroso, e por uma membrana flexível (no topo da cavidade) que vibra sob a ação de uma onda acústica. As perdas estruturais da membrana e as perdas proporcionadas pelo material poroso criam um sistema ressonante capaz de absorver a energia acústica de uma onda sonora em banda satisfatoriamente larga. Além de proporcionarem uma boa atenuação do ruído gerado por compressores, os absorvedores de membrana oferecem proteção ao material poroso contra os efeitos danosos do óleo lubrificante presente na cavidade do mesmo. Para se entender as características de atenuação sonora de absorvedores de membrana foi realizada pesquisa usando procedimentos experimentais e modelos computacionais. Utilizando um modelo analítico foi possível explorar como os parâmetros principais afetam a resposta do absorvedor de membrana. Um modelo computacional do absorvedor tipo membrana foi desenvolvido para a análise da interação entre fluido e estrutura. Simulou-se também a aplicação do absorvedor de membrana no interior de tubos e *mufflers* e o efeito resultante nas funções de transferência dos mesmos, bem como a redução que é capaz de introduzir na pressão sonora média quando o absorvedor de membrana é inserido em uma cavidade. Em todas as etapas do trabalho os resultados obtidos com os modelos computacionais foram comparados com dados experimentais obtidos no laboratório. Finalmente, uma análise crítica dos resultados pôde ser feita. Conclui-se que é possível obter boa atenuação do ruído aplicando-se os absorvedores de membrana em tubos, *mufflers* e cavidades, e que, apesar das limitações presentes nas simulações e das dificuldades e incertezas das medições experimentais, os modelos computacionais se mostram uma ferramenta importante e eficiente de análise.

ABSTRACT

Membrane absorbers are acoustic absorbers consisting of a cavity partially filled with porous material, and a flexible membrane (at the top of the cavity) which vibrates in response to an incident sound wave. Membrane structural losses and the losses provided by the porous material create a resonant system able to absorb acoustic energy in a satisfactory wide band. Besides providing good compressor noise attenuation, membrane absorbers offer protection to the porous material against the damaging effects of lubricating oil inside a compressor cavity. In order to further understand the sound attenuation characteristics of membrane absorbers research was undertaken with experimental methods and computer-based models. Using an analytical model it was possible to explore how the main parameters affect the acoustic response of membrane absorbers. A computer model of the membrane absorber was then created which took into account the fluid-structure interaction between the membrane and the cavity of the absorber. A further simulation modelled the application of membrane absorbers to the interior of tubes and mufflers and the resultant effect on their transfer functions. The reduction of interior spatial averaged sound pressure was also investigated for membrane absorbers applied inside a cavity. Through all phases of this research results obtained through computer simulations were compared with experimental data obtained on the laboratory. Finally, the results have been subjected to a critical review. It was concluded that good noise reduction may be achieved through membrane absorber application in tubes, mufflers and cavities, and that, despite the limitation of the simulations and of difficulties and uncertainties in the measurements, the computer models were shown to be an important and effective analysis tool.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

As crescentes preocupações com o meio ambiente e as exigências constantes dos consumidores têm motivado os fabricantes a desenvolver máquinas e equipamentos cada vez mais silenciosos. Esta mesma tendência tem sido observada no desenvolvimento de equipamentos de refrigeração de uso doméstico. Aliada a esta pressão de mercado pode-se mencionar ainda a alta competitividade dos produtos nacionais no mercado internacional, além dos aspectos de custo e segurança dos usuários consumidores.

Este cenário tem exigido fortes investimentos dos fabricantes destes produtos para a constante redução do ruído radiado, como é o caso da Embraco S/A (Whirlpool), sediada em Joinville-SC, que tem se destacado nacionalmente como empresa modelo de investimento em pesquisa e desenvolvimento. Há mais de duas décadas o Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC tem participado deste desenvolvimento, em parceria com esta empresa, na forma de estudos de identificação de fontes de ruído e vibrações de compressores herméticos e procedimentos de controle.

As principais fontes de ruído em compressores são causadas pela forte pulsação do gás de refrigeração no filtro acústico de sucção (*muffler*), pelas forças aplicadas ao bloco e às partes móveis (pistão, biela e eixo / rotor) causadas pela variação da pressão da pressão do gás no cilindro de compressão, pelas forças de natureza eletromagnéticas que atuam no motor elétrico, e pelas folgas entre as partes móveis. Dentre estas, a forte pulsação do gás no *muffler* é, talvez, a principal fonte geradora de ruído em compressores, causando altos níveis de ruído na cavidade, forçando grande radiação da carcaça.

Um dos procedimentos de controle está relacionado ao uso de materiais ou painéis de alta absorção sonora. Lopes [13], em seu trabalho de dissertação de mestrado, aplicou camadas de materiais porosos com 2mm e 3mm de espessura no interior das paredes do *muffler*, obtendo redução da ordem de 10dB a 20dB na curva de resposta em frequência, nas frequências de ressonância do *muffler*, em relação à geometria original com paredes internas rígidas. Estes resultados não foram reproduzidos na aplicação real, entretanto, devido à impregnação dos poros do material poroso com óleo de lubrificação.

Este trabalho de dissertação será direcionado ao estudo do comportamento acústico de revestimento de filtros acústicos e cavidades com materiais porosos e com uma membrana

superficial visando proteger o material poroso do óleo de lubrificação. Esta configuração é idêntica à de painéis de absorção tipo membrana (Fuchs et al. [34]), usadas no controle do campo sonoro em salas e edificações.

Modelos analíticos e numéricos de configurações simples serão desenvolvidos, e validados experimentalmente, com o objetivo de avaliar as influências dos vários parâmetros nos resultados de absorção sonora. Modelos também foram desenvolvidos para aplicações no revestimento interno de tubos, *mufflers* e paredes de cavidades. Observou-se ser este um procedimento bastante eficiente.

Ao longo do trabalho será apresentada uma revisão bibliográfica sobre os diversos tipos de dispositivos de absorção sonora encontrados na literatura. Entre estes destacam-se os materiais porosos em Fahy [1], os absorvedores ressonantes tipo placa perfurada e membrana em Cox e D'Antonio [3] e os absorvedores de placa micro-perfurada em Tamura [7]. Para cada dispositivo, modelos analíticos serão propostos e rotinas desenvolvidas para avaliar o comportamento dos absorvedores ao se variar seus parâmetros de controle. O absorvedor de membrana se torna o foco do trabalho devido à necessidade de proteção dos materiais porosos contra ação do óleo de lubrificação, a fim de que possam ser utilizados em cavidades de compressores para reduzir o ruído irradiado por estas.

Modelos numéricos do absorvedor tipo membrana serão implementados para comparação com seu modelo analítico e medições da resposta do absorvedor tipo membrana convencional. Modelos numéricos e medições serão desenvolvidos para aplicação dos absorvedores de membrana em tubos e *mufflers*, de onde se extrairá a função de transferência entre as pressões sonoras na entrada e saída dos mesmos, comparando-os com a função de transferência para tubos e *mufflers* com paredes internas rígidas.

A aplicação do absorvedor de membrana em cavidades também será avaliada através da medição e simulação, obtendo-se respostas como, por exemplo, aceleração média da carcaça de um compressor em funcionamento com e sem o absorvedor de membrana, podendo-se avaliar a redução da aceleração com a presença do absorvedor.

Por fim, conclusões a respeito de todas as etapas do projeto, bem como dos resultados, serão discutidas e avaliadas verificando o potencial e viabilidade deste dispositivo para aplicação.

CAPÍTULO 2

CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE ACÚSTICA

Neste capítulo se apresenta a teoria que governa a propagação sonora em fluidos. Aqui se verá como as equações da conservação da massa e a segunda lei de Newton se combinam para se chegar à equação da onda da acústica linear. Introduzir-se-á então o conceito de impedância acústica, razão de reflexão e coeficiente de absorção. Os fundamentos aqui apresentados serão utilizados na modelagem de dispositivos de absorção nos capítulos que se seguem.

2.1. Propagação sonora em fluidos

Segundo Fahy [1], o fenômeno do som em fluidos envolve variações temporais da densidade local do meio (ρ). Tais variações estão associadas às variações temporais da pressão, temperatura e posição das partículas do fluido.

A lei da conservação da massa diz que a variação temporal da massa em um volume V deve ser igual à diferença entre os fluxos de massa entrando e saindo do volume. Segundo Pierce [2], considerando que não exista geração de massa no volume V , a variação temporal da densidade é expressa em relação à variação da velocidade de partícula pela equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t'} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

Por outro lado, a segunda lei de Newton diz que a derivada da quantidade de movimento é igual à força aplicada sobre um corpo. Considerando um fluido ideal, ou seja, que o mesmo possui viscosidade nula, as tensões normais se igualam à pressão termodinâmica e as cisalhantes a zero. Assim, a equação da quantidade de movimento pode ser simplificada à equação de Euler:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t'} = -\nabla p \quad (2.2)$$

Um fluido como o ar em seu estado natural pode ser caracterizado por p_0 e ρ_0 , que são a pressão estática e a densidade do fluido quando este se encontra em repouso (sem a ação do fenômeno acústico). Quando o ar é submetido a um carregamento acústico a pressão fica igual a $p = p_0 + p'$, onde p' representa a variação temporal da pressão. Por sua vez a densidade pode ser representada por $\rho = \rho_0 + \rho'$ e, da mesma forma, ρ' representa a variação temporal da densidade. Tipicamente, os fenômenos acústicos tem pequenas amplitudes em relação a p_0 e ρ_0 ($p' \ll p_0$ e $\rho' \ll \rho_0$). Para fenômenos acústicos típicos, a velocidade do som (c_0) pode ser obtida de:

$$\frac{\partial p'}{\partial \rho'} = c_0^2 \quad (2.3)$$

Inserido estas simplificações nas equações da conservação da massa, Eq. (2.1), e da quantidade de movimento, Eq. (2.2), e derivando a Equação (2.1) em relação ao tempo e aplicando o operador ∇ à Equação (2.2) e combinando-se os resultados chega-se à equação da onda. Esta equação mostra como a pressão varia no tempo e ao longo do espaço:

$$\nabla^2 p' - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = 0 \quad (2.4)$$

A primeira versão unidimensional desta equação foi encontrada por D'Alembert em 1747 para o caso de uma corda vibrante. Embora D'Alembert tivesse suposto, na época, que seus resultados serviriam para descrever uma onda sonora, suas reservas em relação à não aceitação das condições físicas que a extrapolação propunha o fizeram não divulgar tais resultados. Foram Euler e Lagrange os precursores da teoria de ondas sonoras tratadas com respeito à dinâmica dos fluidos. E foi em 1762 que Lagrange chegou à Equação (2.4), com as simplificações vistas acima, após o trabalho em que Euler (1759) deriva a equação de onda unidimensional para o som. É interessante notar que o próprio trabalho de Euler foi baseado num trabalho de Lagrange, realizado no mesmo ano.

Para ondas planas e harmônicas tem-se: $p' = \tilde{p}(x, y, t)e^{i\omega t}$, onde $\tilde{p}(x, y, t)$ representa a distribuição espacial da pressão acústica complexa). Assim a Equação (2.4) torna-se a equação de Helmholtz, onde $k = \omega/c_0$ é o número de onda e ω é a frequência angular, em rad/s :

$$\nabla^2 p' + k^2 p' = 0 \quad (2.5)$$

2.2. Impedância acústica

O conceito de impedância é usado em diversos campos da ciência e da engenharia e permite representar, entre outras coisas, as relações de amplitude e fase entre grandezas. Para a eletricidade, por exemplo, impedância significa a razão entre tensão e corrente elétricas.

A impedância acústica (\tilde{z}) é a razão do valor complexo da pressão (\tilde{p}) pelo valor complexo da velocidade de partícula (\tilde{u}):

$$\tilde{z} = \frac{\tilde{p}}{\tilde{u}} \quad (2.6)$$

Ao inverso da impedância chama-se admitância (\tilde{u}/\tilde{p}).

A impedância é útil para se conhecer a relação entre os campos de pressão e velocidade de partícula para uma onda em propagação em determinado meio e, deste ponto de vista, a impedância de um meio é uma característica física do mesmo. Também se pode quantificar, através da impedância, quanto da energia incidente na interface de separação entre dois meios será transmitida do meio 1 ao meio 2 e quanto da energia será refletida, de volta, para o meio 1. Neste sentido, a impedância é usada tanto para avaliar como o som é transmitido de um meio a outro (da água para o ar, por exemplo) quanto para avaliar a quantidade de energia sonora que determinado meio ou material é capaz de absorver.

A impedância acústica pode assumir uma variedade de formas. Duas delas serão listadas nos próximos itens.

2.2.1. Impedância acústica específica

Descreve a reação de um fluido à ação de uma pressão harmônica (ou velocidade de partícula) imposta em uma das superfícies do fluido. Em outras palavras, a impedância acústica específica descreve como os campos acústicos de pressão e velocidade de partícula se comportam

em um meio de dimensões infinitas, ou quando cercado por terminações anecóicas (que absorvem todo o som incidente).

Pode-se demonstrar que a impedância característica, que representa uma onda plana em propagação em um meio homogêneo (como por exemplo, o ar), é $z = \rho_0 c_0$, possuindo, portanto somente uma componente real (valor imaginário nulo). Para o caso do ar a uma temperatura de 20°C tem-se que $\rho_0 = 1,21 [kg / m^3]$ e $c_0 = 343 [m / s]$, e assim a impedância característica do ar é $\tilde{z} = 415,03 [kg m^{-2} s^{-1}]$. Neste caso o campo de pressão está em fase com o campo de velocidade de partícula. A impedância característica pode também ser dependente da frequência como no caso dos materiais porosos.

2.2.2. Impedância acústica normal à superfície

A impedância acústica específica descreve como a onda sonora se propaga em um meio, sendo, portanto, uma característica intrínseca do meio que pode ou não ser variável na frequência. Entretanto, existem situações em que é necessário conhecer a interação entre os campos acústicos de pressão e velocidade de partícula na superfície de um determinado material. Neste caso usa-se o conceito de impedância acústica normal à superfície, que é a razão entre a pressão complexa e a velocidade de partícula normal à superfície. Pode-se conhecer a impedância acústica normal à superfície a partir do conhecimento da impedância característica.

A Figura 1 mostra a situação em que ondas sonoras planas se propagam do meio 1 ao meio 2. Considera-se incidência normal à superfície de separação.

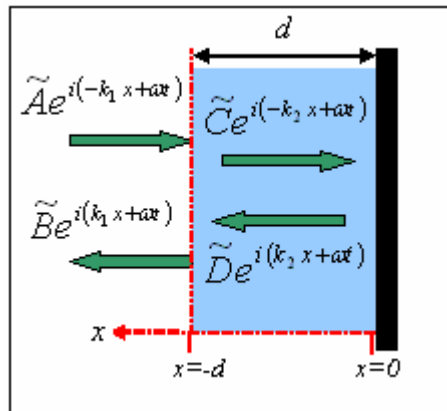


Figura 1 – Incidência normal do meio 1 ao meio 2.

As condições de contorno neste caso são pressão unitária em $x = -d$ (interface entre os meios) e terminação rígida em $x = 0$. As soluções da equação da onda, para os campos de pressão nos meios 1 e 2 são respectivamente:

$$\tilde{p}_1 = \tilde{A}e^{i(-k_1 x + \omega t)} + \tilde{B}e^{i(k_1 x + \omega t)} \quad (2.7)$$

$$\tilde{p}_2 = \tilde{C}e^{i(-k_2 x + \omega t)} + \tilde{D}e^{i(k_2 x + \omega t)} \quad (2.8)$$

onde k_1 e k_2 são os números de onda nos meios 1 e 2, respectivamente. Por definição, a velocidade de partícula no meio 2 é (equação de Euler aplicada à Equação (2.8)):

$$\tilde{u}_2 = \frac{1}{\tilde{z}_2} [\tilde{C}e^{i(-k_2 x + \omega t)} - \tilde{D}e^{i(k_2 x + \omega t)}] \quad (2.9)$$

onde \tilde{z}_2 é a impedância característica do meio 2. Aplicando as condições de contorno em $x = 0$ (sendo que terminação rígida implica em velocidade de partícula nula) e continuidade de pressão e velocidade de partícula em $x = -d$, encontra-se a impedância de normal à superfície.

$$\tilde{z}_{s2} = -i\tilde{z}_2 \cot(k_2 d) \quad (2.10)$$

De acordo com Cox e D'Antonio [3], pode-se generalizar o sistema descrito na Figura 1 e assim obter a impedância normal à superfície para sistemas mais complexos (ver Figura 2).

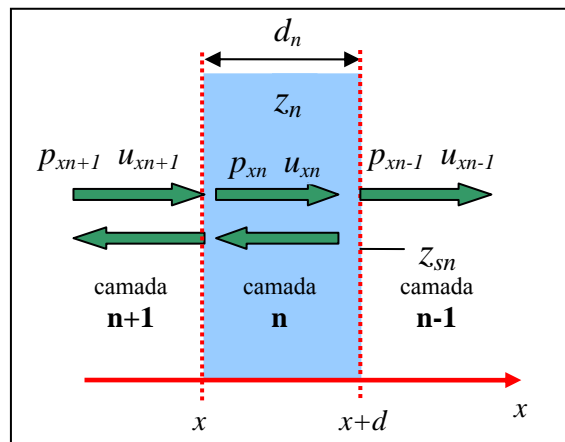


Figura 2 – Generalização do cálculo da impedância normal à superfície.

Neste caso tem-se que a espessura da camada n é d_n . As condições de contorno são a continuidade da pressão e velocidade de partícula nas superfícies de separação entre as camadas.

Em $x+d$ (início da camada $n+1$) a impedância normal à superfície é z_{sn} e a impedância característica da camada n é z_n . Tem-se então, neste caso, a seguinte matriz de transferência:

$$\begin{Bmatrix} p_{xn+1} \\ u_{xn+1} \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(k_{xn} d_n) & i \frac{\omega \rho_n}{k_{xn}} \sin(k_{xn} d_n) \\ i \frac{k_{xn}}{\omega \rho_n} \sin(k_{xn} d_n) & \cos(k_{xn} d_n) \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} p_{xn} \\ u_{xn} \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

Aplicando as condições de contorno descritas acima tem-se que a impedância normal à superfície na interface da camada n é:

$$\tilde{z}_{sn+1} = \frac{-j \tilde{z}_{sn} \tilde{z}_n \cot(k_{xn} d_n) + \tilde{z}_n^2}{\tilde{z}_{sn} - j \tilde{z}_n \cot(k_{xn} d_n)} \quad (2.12)$$

2.2.3. Razão de reflexão

Uma forma alternativa para avaliar o comportamento na superfície que separa dois meios é usar a razão de reflexão, que é a razão entre a pressão refletida e a pressão incidente na interface de separação dos meios. Enquanto a impedância normal à superfície expressa a razão entre pressão e velocidade de partícula, a razão de reflexão expressa a razão entre duas pressões. No caso do sistema descrito na Figura 1 tem-se:

$$R = \frac{\tilde{B}}{\tilde{A}} \quad (2.13)$$

Dos equacionamentos da seção anterior e das condições da continuidade de pressão e velocidade de partícula extrai-se a relação entre razão de reflexão e impedância normal à superfície:

$$R = \frac{\tilde{z}_{sn} - \rho_{n+1} c_{n+1}}{\tilde{z}_{sn} + \rho_{n+1} c_{n+1}} \quad (2.14)$$

onde ρ_{n+1} é a densidade do meio $n+1$ e c_{n+1} é a velocidade do som para o mesmo. Para ondas planas com incidência oblíqua (em um ângulo θ), pode-se aplicar a lei de *snell* da óptica geométrica e a razão de reflexão fica:

$$R(\theta) = \frac{\tilde{z}_{sn} \cos(\theta) - \rho_{n+1} c_{n+1}}{\tilde{z}_{sn} \cos(\theta) + \rho_{n+1} c_{n+1}} \quad (2.15)$$

Tanto a impedância acústica normal à superfície quanto a razão de reflexão fornecem informações de mudanças na amplitude e fase imposta pela reflexão. É importante também conhecer alterações de energia que materiais ou dispositivos acústicos causam. Para tal, usa-se o coeficiente de absorção.

2.2.4. Coeficiente de absorção

O coeficiente de absorção não fornece informações de fase, mas sim a informação sobre a energia acústica que determinado material absorve de uma onda incidente. É um valor adimensional, entre 0 e 1, definido por:

$$\alpha(\theta) = 1 - |R(\theta)|^2 \quad (2.16)$$

Também pode ser expresso por:

$$\alpha(\theta) = \frac{4 \operatorname{Re}\{\tilde{z}_{sn} / \rho_{n+1} c_{n+1}\}}{(1 + \operatorname{Re}\{\tilde{z}_{sn} / \rho_{n+1} c_{n+1}\})^2 + \operatorname{Im}^2\{\tilde{z}_{sn} / \rho_{n+1} c_{n+1}\}} \quad (2.17)$$

Para incidência aleatória, ou seja, em campo difuso:

$$\alpha = 2 \int_0^{90^\circ} \alpha(\theta) \sin(\theta) \cos(\theta) d\theta \quad (2.18)$$

De posse desta base teórica, dos conhecimentos sobre equação de onda, impedância acústica, razão de reflexão e coeficiente de absorção, é possível construir modelos para diversos tipos de dispositivos de absorção acústica, tais como materiais porosos e absorvedores ressonantes. Isto será apresentado no capítulo seguinte.

CAPÍTULO 3

DISPOSITIVOS DE ABSORÇÃO SONORA

Existem vários mecanismos capazes de absorver energia de um campo acústico através da transformação da energia acústica em calor. Estes dispositivos podem ser usados na atenuação dos campos acústicos encontrados no dia a dia. Tal atenuação faz com que o ruído reverberante em ambientes diminua o que os torna acusticamente mais confortáveis. Em ambientes de audição crítica como estúdios, cinemas e casas de espetáculo, estes dispositivos acústicos têm importância fundamental na qualidade do som em seu interior. Materiais de absorção sonora também podem ser usados em dutos, cavidades e máquinas, de forma a reduzir o ruído irradiado pelos mesmos. Neste capítulo serão apresentados alguns tipos de dispositivos de absorção acústica, bem como modelos analíticos para a predição de seu comportamento acústico.

3.1. Materiais porosos

São dispositivos compostos por duas fases, sendo uma fase sólida e outra de fluido. A fase sólida é constituída pelo esqueleto do material, que é formado por fibras, grânulos ou outros que são interconectados. A fase fluida é constituída pelo fluido que permeia o esqueleto (geralmente o ar).

A dissipação da energia nos materiais porosos ocorre através da interação entre as fases sólida e fluida. O esqueleto de tais materiais cria uma série de cavidades microscópicas conectadas entre si. A propagação de uma onda sonora dentro do material gera perdas associadas à camada viscosa criada pelo cisalhamento do fluido próximo ao esqueleto, perdas térmicas associadas às camadas de contorno térmicas que geram fluxos de calor irreversíveis entre fluido e esqueleto e perdas devido à vibração do esqueleto.

Os materiais porosos podem ser classificados de acordo com o tipo de esqueleto que possuem. Costumam ser modelados a partir de modelos matemáticos semi-empíricos, que levam em conta grandezas físicas macroscópicas. Por fim, a forma como são montados influencia grandemente seu comportamento acústico.

3.1.1. Tipos de materiais porosos

A forma da estrutura do esqueleto (a nível microscópico) caracteriza os diversos tipos de materiais porosos. Entre eles podem-se citar lãs minerais, espumas, materiais reciclados, etc. O que todos estes materiais têm em comum é que seus poros devem ser abertos ao meio externo.

Os materiais fibrosos (lãs minerais e espumas), que incluem a lã de rocha e lã de vidro, são fabricados com areia, rocha basáltica e vidro reciclado. Os materiais são derretidos e, então, filamentos como os de lã são feitos deles. Os filamentos são concatenados para dar a forma final do material. As características acústicas são dadas pela composição, orientação e dimensão das fibras, bem como pela densidade e pela forma como as fibras são interconectadas no material para formar sua estrutura.

Existe grande interesse também no uso de materiais reciclados como tecido, metais, espumas e borracha. Um exemplo é o uso de pneus reciclados. Neste caso a borracha é triturada em pequenos grânulos e estes são colados. O ponto principal neste caso é que os grânulos devem ser colados de forma a não fechar o material, ou seja, permite-se que o ar entre e que haja comunicação entre os poros. De acordo com Cox e D'Antonio [3], a vantagem de tais materiais é que podem ser pintados e tem mais resistência a ambientes agressivos. Neste caso os materiais são classificados como granulares. Os materiais granulares são bastante diferentes dos fibrosos. Isso se deve ao fato de que os grânulos se arranjam de maneira diferente das fibras, resultando numa menor porosidade. O comportamento do coeficiente de absorção em relação à frequência é também bastante diferente, sendo crescente para materiais fibrosos e apresentando vales e picos para os granulares (Cox e D'Antonio [3]). Materiais granulares também possuem uma espessura a partir da qual o aumento não resulta em maior absorção.

O gesso é outro material que se destaca por ser uma forma de finalização com propriedades estéticas imprescindíveis a alguns arquitetos. Destaca-se o sistema *BASWA phon* [4]. Neste caso camadas de esferas de gesso são aplicadas (interligadas) sobre o material poroso de forma que a cada camada aplicada às esferas diminuam de tamanho. A forma como se colam as esferas faz com que a estrutura continue aberta, permitindo que o som atinja a camada abaixo. A camada mais externa tem esferas bastante pequenas, dando um efeito visual uniforme, mas também atribuindo características de uma membrana bem fina sobre a estrutura, o que resulta numa diminuição do coeficiente de absorção em altas frequências e em maior absorção em baixas frequências.

3.1.2. Caracterização de materiais porosos

Como se pode ver no item anterior, existem várias maneiras de se caracterizar os materiais acústicos a nível microscópico. Devido à complexidade, irregularidade e multiplicidade de estruturas dos materiais porosos, a tarefa de correlacionar seu comportamento acústico às suas características microscópicas (como diâmetro das fibras e formato dos poros) torna-se complexa.

Faz-se, então, necessária a determinação das propriedades acústicas dos materiais porosos através do levantamento de propriedades macroscópicas. Entre tais propriedades podem-se citar a resistividade ao fluxo, porosidade, tortuosidade e comprimento característico.

3.1.2.1. Porosidade

A porosidade (ε) é definida como a razão entre o volume total dos poros e o volume total ocupado pelo material. Bons absorvedores tendem a ter alta porosidade, geralmente superior a 0,95 em lãs minerais e lã de vidro (Fahy [1]).

3.1.2.2. Resistência ao fluxo específica e resistividade

Segundo Cox e D'Antonio [3], a resistividade é uma medida do quão fácil o ar pode penetrar e atravessar uma camada de material poroso. É a característica mais importante para se modelar um material poroso. Matematicamente, a resistividade é a razão entre a queda de pressão (Δp) que existe quando um fluxo de velocidade constante (U) atravessa uma camada de material poroso de espessura t . Uma alta resistividade significa que o material se comporta como uma barreira à onda incidente. Uma pequena resistividade faz com que uma onda sonora (ou um fluxo de ar) atravesse o material sem que este ofereça uma boa quantidade de resistência (perdas). Assim o material precisa ter uma resistividade adequada à sua aplicação. A resistividade é dada na Equação (3.1):

$$\sigma = \frac{\Delta p}{Ut} \quad [\text{Rayl} / \text{m}] \quad (3.1)$$

A resistência ao fluxo específica, dada em $[\text{Rayl} = \text{Pa s/m}]$, é:

$$\sigma_s = \frac{\Delta p}{U} = \sigma t \quad (3.2)$$

Este é um dos parâmetros de maior variação entre os diferentes tipos de materiais acústicos, o que torna sua determinação essencial na caracterização de tais materiais.

3.1.2.3. Comprimento característico

O comprimento característico representa a razão média entre o volume e a área superficial dos poros do material. De acordo com Allard e Champoux [6], para poros com geometrias simples o comprimento viscoso característico é: $\Lambda = \frac{1}{s} \sqrt{\frac{8\eta k_s}{\varepsilon \sigma}}$. Para geometrias mais complexa

de poros é necessário usar o comprimento térmico característico ($\Lambda' = 2V_p/V_s$), que em geral é maior que Λ .

3.1.2.4. Tortuosidade

A tortuosidade (k_s) é a medida do desvio da orientação dos poros em relação à direção de propagação no interior do material, e da não uniformidade dos poros ao longo da seção transversal. No caso de cilindros alinhados na mesma direção, a tortuosidade só é afetada pelo ângulo de incidência da onda sonora.

Segundo Cox e D'Antonio [3], para medir a tortuosidade pode-se saturar o material com condutor elétrico de resistência r_f e medir-se a tortuosidade a partir da resistência r_a (resistência da amostra saturada com o fluido condutor):

$$k_s = \varepsilon r_a / r_f \quad (3.3)$$

Este método, no entanto, de acordo com Lopes [13], pode fornecer resultados inadequados, devido a problemas de saturação das amostras. Um outro método está baseado no fato de que em altas frequências o coeficiente de reflexão de um material está diretamente relacionado à tortuosidade e usa, para a determinação da mesma, reflexões ultra-sônicas.

3.1.3. Modelos analíticos para materiais porosos

Existem diversos modelos para caracterizar a propagação do som no interior de materiais acústicos. Estes modelos podem ser baseados em procedimentos experimentais (modelos empíricos), ou modelos mais complexos, os quais propõem a formulação de uma nova equação de onda com base nos parâmetros descritos na Seção 3.1.2.

De acordo com Delany e Bazley [5], o comportamento acústico de materiais porosos pode ser caracterizado pela impedância característica e pelo número de onda característico. Neste trabalho os autores realizaram uma série de medições de materiais fibrosos em tubo de impedância (garantindo incidência normal). Os resultados obtidos foram utilizados para se traçarem relações matemáticas entre a resistividade, frequência, impedância característica e número de onda característico. As relações estão expressas nas Equações (3.4) a (3.6):

$$\tilde{z}_c = \rho_0 c_0 \left(1 + 0,0571 X^{-0,754} - i 0,087 X^{-0,732} \right) \quad (3.4)$$

$$k = \frac{\omega}{c_0} \left(1 + 0,0978 X^{-0,700} - i 0,189 X^{-0,595} \right) \quad (3.5)$$

$$X = \frac{\rho_0 f}{\sigma} \quad (3.6)$$

Segundo Allard e Champoux [6], este modelo apresenta um comportamento errôneo em baixas frequências. Os limites de aplicação deste modelo são definidos pelas seguintes relações:

- porosidade (ε) próxima de 1. Isto acontece para a maioria dos materiais fibrosos;
- $0,01 < X < 1,0$. Isto define uma faixa de frequências para a qual o modelo é válido;
- $1000 < \sigma < 50000$.

Outros autores concentraram esforços em refinar o modelo empírico de Delany e Bazley, criando modelos analíticos mais complexos e com maior gama de aplicação.

Allard e Champoux [6] apresentam um modelo analítico para materiais porosos considerando o esqueleto rígido. Neste caso, calcula-se a densidade dinâmica e o módulo de compressibilidade (*bulk modulus*), dados respectivamente através das Equações (3.7) e (3.8):

$$\rho_e = k_s \rho_0 \left[1 + \frac{\sigma \varepsilon}{i \omega \rho_0 k_s} \sqrt{1 + \frac{4 i k_s^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \varepsilon^2}} \right] \quad (3.7)$$

$$K_e = \gamma p_0 \left[\gamma - \frac{(\gamma - 1)}{\left(1 + \frac{\sigma \varepsilon}{i \omega \rho_0 k_s N_{pr}} \sqrt{1 + \frac{4 i k_s^2 \eta \rho_0 N_{pr} \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \varepsilon^2}} \right)} \right]^{-1} \quad (3.8)$$

onde $\gamma \cong 1.4$ é a razão de calores específicos; N_{pr} é o numero de Prandtl ($N_{pr} \cong 0,77$, para o ar), $p_0 = 101.320 [Pa]$ é a pressão atmosférica.

A impedância característica e o número de onda são expressos por:

$$\tilde{z}_c = \sqrt{K_e \rho_e} \quad (3.9)$$

$$k = \omega \sqrt{\frac{\rho_e}{K_e}} \quad (3.10)$$

Este modelo produz resultados muito similares aos do modelo proposto por Delany e Bazley. No entanto, seu comportamento em baixas frequências se mostra mais realístico.

Nas Figuras 3 e 4 podem-se ver, respectivamente, as comparações entre os dois modelos para a impedância acústica normal à superfície e para o coeficiente de absorção. Uma rotina computacional (desenvolvida em *Matlab 7.0* ®) foi utilizada nos cálculos dos modelos. As curvas em questão consideram uma amostra de material poroso com espessura $d_{ipor}=5mm$ de espessura e resistividade de $\sigma = 20000$. A curva de impedância foi normalizada em relação à impedância característica do ar ($\rho_0 c_0$).

Observa-se que a grande diferença entre os modelos se encontra na parte real da impedância e essencialmente em baixas frequências (abaixo de 800 Hz). Esta diferença faz com que o modelo proposto por Allard e Champoux apresente maior coeficiente de absorção em baixas frequências (já que nesta faixa a parte real da impedância é maior que o modelo de Delany e Bazley). Nas altas frequências o modelo de Delany e Bazley tem a parte real da impedância ligeiramente maior o que leva a um maior coeficiente de absorção. Nota-se também que os picos na parte real da impedância são menores para o modelo de Delany e Bazley o que implica em picos mais amortecidos no coeficiente de absorção em relação ao modelo de Allard e Champoux.

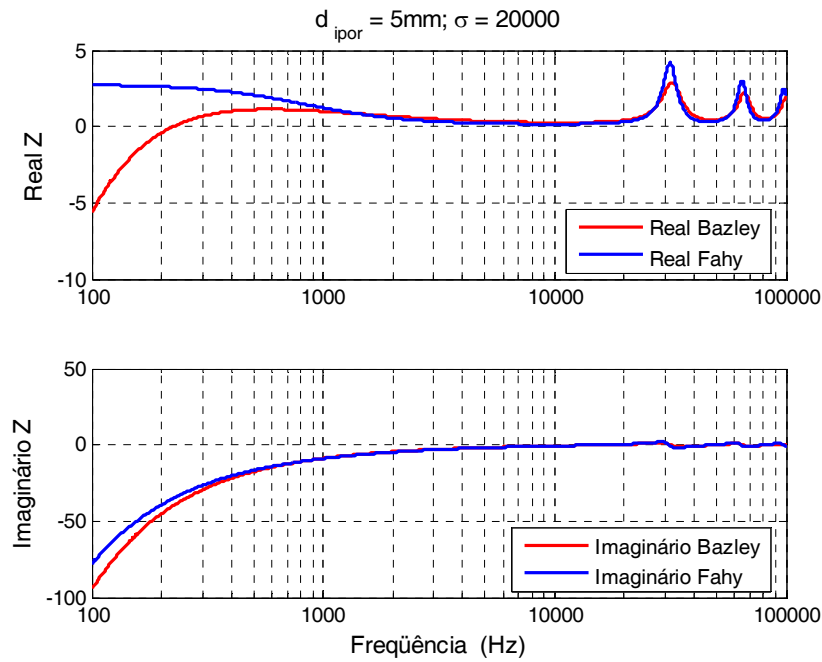


Figura 3 – Comparação da impedância acústica ($d_{\text{ipor}}=5\text{mm}$ e $\sigma=20000$).

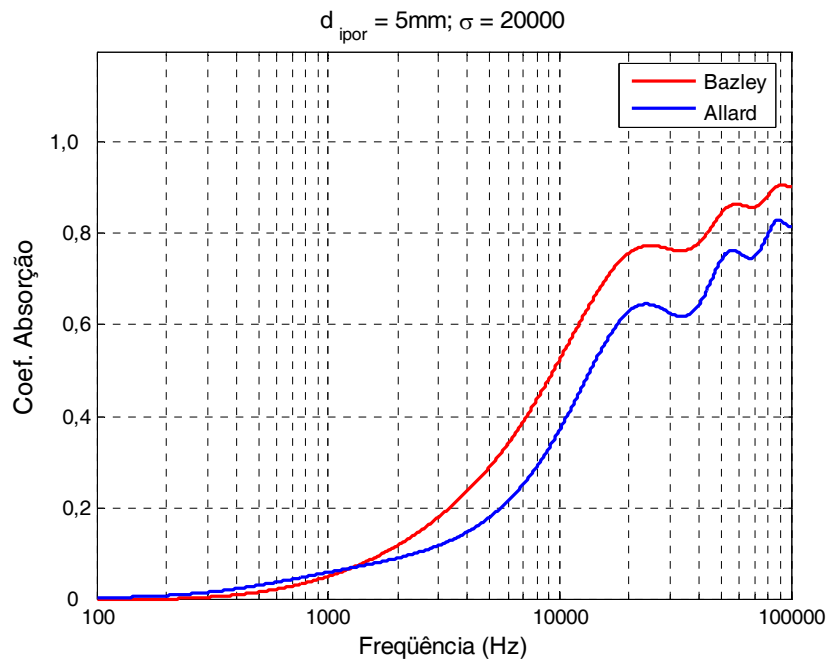


Figura 4 – Comparação do coeficiente de absorção ($d_{\text{ipor}}=5\text{mm}$ e $\sigma=20000$).

3.1.4. Configurações de materiais porosos

Já foi exposto como a estrutura microscópica altera as características de uma amostra de material poroso e como parâmetros macroscópicos são usados para modelar seu comportamento.

Neste item será demonstrado como os materiais porosos podem ser aplicados de diferentes formas sobre superfícies rígidas e como isso afeta seu desempenho.

Sabe-se que a eficiência na atenuação acústica para materiais porosos está relacionada à amplitude da velocidade de partícula nas imediações do material, ou seja, quando a velocidade de partícula for alta no local onde o material está aplicado obtêm-se maiores níveis de atenuação da energia sonora.

Próximo às paredes ou superfícies rígidas (altamente reflexivas) tem-se a condição de que, na superfície da parede, a velocidade de partícula é nula (porque a parede é muito mais rígida que o ar) e a pressão acústica é máxima. Isto é, a velocidade de partícula está 90° defasada da pressão sonora. Isto implica que o primeiro máximo da velocidade de partícula ocorrerá à distância de um quarto de comprimento de onda ($\lambda/4$) da parede.

No que tange ao uso de materiais porosos para absorção, tem-se então duas opções. A primeira consiste em usar uma amostra com espessura suficientemente grande para atenuar a faixa de frequências desejada. Claramente, pequenas espessuras são capazes de absorver as altas frequências, já que as distâncias de $\lambda/4$ são pequenas. Para se conseguir grandes atenuações nas baixas frequências as espessuras devem se tornar cada vez maiores. Por exemplo, para uma máxima absorção em 100 Hz, seria necessário uma amostra com espessura de 85cm. Na Figura 5 vê-se a comparação entre dois materiais com espessuras diferentes. Os valores foram obtidos através do modelo de Delany e Bazley (Equações (3.4) a (3.6)). A impedância normal à superfície foi calculada com a Equação (2.10). Observa-se que a amostra mais espessa tem maior coeficiente de absorção nas frequências mais baixas. À medida que a frequência aumenta, a tendência é que os coeficientes de absorção se aproximem.

A primeira opção (usar maiores espessuras) pode ser economicamente inviável já que o custo aumenta com a quantidade extra de material. Surge então a segunda opção que consiste em aplicar o material poroso afastado da parede, como mostrado na

Figura 6. Esta configuração tem basicamente o mesmo efeito da anterior, com a vantagem de utilizar menor quantidade de material.

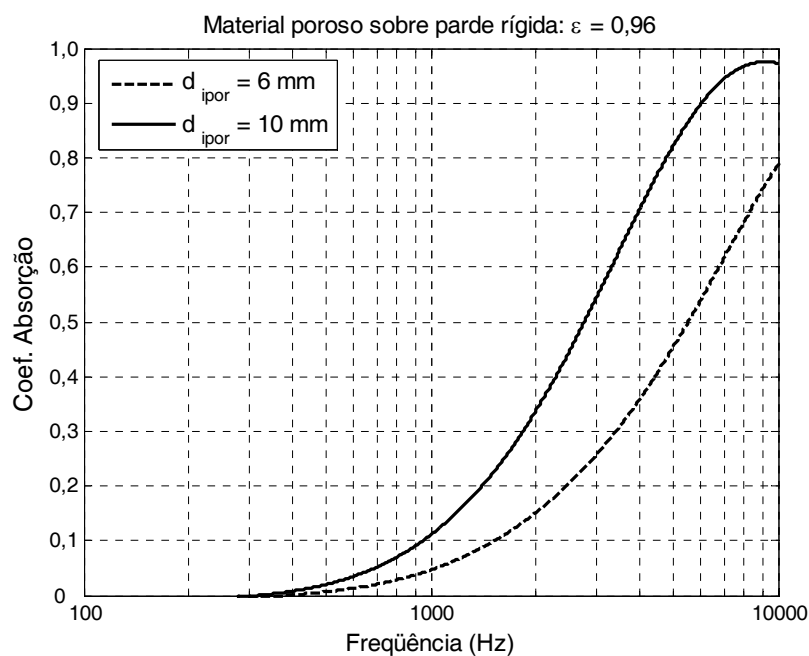


Figura 5 – Comparação dos coeficientes de absorção de duas amostras (espessuras de 6 e 10mm).

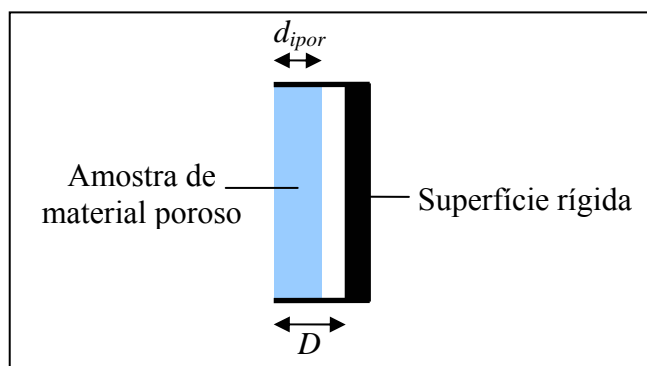


Figura 6 – Material poroso com espaçamento de ar.

Valer-se de uma das duas opções acima para solucionar o problema da absorção em baixas frequências tem duas desvantagens. A primeira é que ambas tem um alto custo de espaço, o que em frequências muito baixas é altamente comprometedor. Em segundo lugar, qualquer das duas opções compromete o equilíbrio entre as frequências, tornando as altas muito absorvidas (rápido decaimento da reverberação em altas frequências) e as baixas frequências menos absorvidas (já que α é crescente). Tal efeito é indesejável em acústica de ambientes.

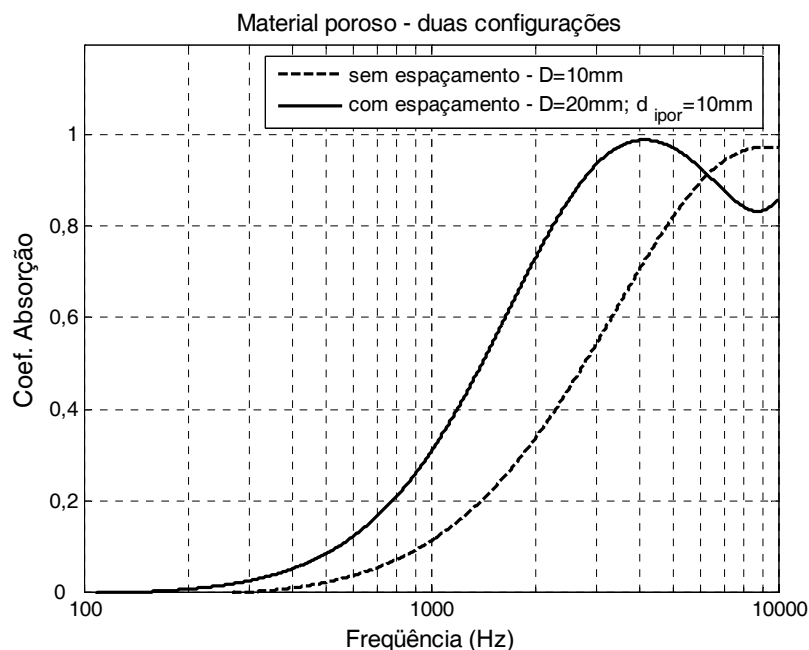


Figura 7 – Comparação de α para amostras de mesma espessura com e sem *gap* de ar.

Então, assim como os materiais porosos são efetivos na atenuação de altas frequências e pouco efetivos nas baixas, é preciso dispor de dispositivos que sejam efetivos na absorção em qualquer faixa de frequência de interesse. Assim, é possível ter tanto uma larga banda de absorção, como também é possível equilibrar a quantidade de absorção nas diversas faixas de frequências (não tendo alta absorção nas altas frequências e em contrapartida baixa absorção nas baixas frequências). Tal objetivo pode ser alcançado com o uso de absorvedores ressonantes.

Alguns absorvedores ressonantes usam materiais porosos em seu interior e, portanto, a modelagem dos materiais porosos influencia na modelagem do absorvedor como um todo. Entre os absorvedores ressonantes estão os absorvedores de Helmholtz e os absorvedores de membrana. Em ambos os casos há situações em que se utilizam, ou não, materiais acústicos.

3.2. Absorvedores de Helmholtz

Todo absorvedor ressonante tem como princípio físico uma massa vibrando sobre uma mola e, em paralelo com a mola, um amortecedor que retira energia acústica do sistema.

O ressonador de Helmholtz mais simples é um sistema acústico constituído por um volume V que se comunica com o meio externo através de uma pequena abertura de raio a e comprimento l .

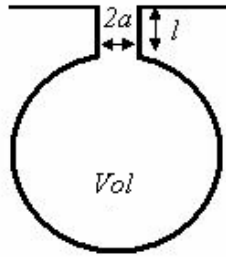


Figura 8 – Esquema de um ressonador de Helmholtz.

A massa de gás contida na abertura de raio a e comprimento l' é dada por:

$$m = \rho_0 (\pi a^2) l' \quad (3.11)$$

onde $l' = l + 2\delta a$ é o comprimento efetivo do tubo, com $2\delta a = 1,70a$ para terminações flangeadas e $2\delta a = 1,50a$ para terminações não flangeadas.

O efeito de rigidez é dado pela compressibilidade do gás contido no volume da cavidade. Considerando que este gás se comporta como gás perfeito tem-se:

$$\frac{dp}{dV} = \frac{-\gamma p}{V} \quad (3.12)$$

Sendo $dF = S dp$, $dV = S dx$ e $c_0 = \sqrt{\gamma p / \rho_0}$ vem:

$$\frac{dF}{dx} = k_{mola} = -\frac{\rho_0 c_0^2 (\pi a)^2}{V} \quad [N/m] \quad (3.13)$$

Pode-se construir um absorvedor de Helmholtz constituído por uma placa perfurada (de espessura t) aplicada sobre uma cavidade, de forma que a distância entre os centros dos furos é b , nas duas direções. O espaçamento entre os furos é considerado grande se comparado ao raio dos mesmos. Um esquema deste absorvedor de Helmholtz pode ser visto na Figura 9.

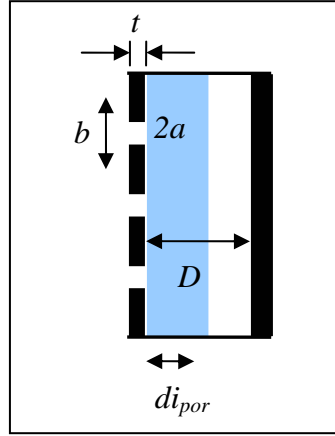


Figura 9 – Esquema de um absorvedor tipo Helmholtz usando placa perfurada.

A massa acústica por unidade de área (massa de ar contida nos furos) é:

$$m'' = \rho_0 b^2 t' / \pi a^2 \quad (3.14)$$

onde $t' = t + 2\delta a$ é a espessura efetiva.

Segundo Cox e D'Antonio [3], uma expressão mais completa para a massa leva em conta os efeitos da camada limite, importantes caso o diâmetro dos furos seja pequeno o que transforma a Equação (3.14) em:

$$m'' = \rho_0 \frac{b^2}{\pi a^2} \left[t + 2\delta a + \sqrt{\frac{8\nu}{\omega}} \left(1 + \frac{t}{2a} \right) \right] \quad (3.15)$$

onde $\nu = 15 \cdot 10^{-6} [m^2 s^{-1}]$ é a viscosidade cinética do ar

A frequência de ressonância é obtida a partir da equação de um sistema com 1 grau de liberdade ($f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{mola}}{m}}$). Para o caso em que os comprimentos de onda das frequências de interesse são muito maiores do que as dimensões do ressonador, e usando as Equações (3.13) e (3.14) a frequência de ressonância pode então ser escrita na seguinte forma:

$$f = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi a^2}{t' V}} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\psi}{t' D}} \quad [Hz] \quad (3.16)$$

onde $V = b^2 D$ e $\psi = \pi a^2 / b^2$, sendo ψ a razão de área perfurada, ou seja, a razão entre as áreas dos orifícios pela área total da placa.

Conhecendo-se a impedância característica do ar e do material poroso, e as espessuras das camadas de ar e de material poroso, respectivamente, pode-se introduzir estes dados na Equação (2.12) a fim de se calcular a impedância do conjunto ar/material poroso. A impedância normal à superfície do absorvedor de Helmholtz é conhecida simplesmente somando-se a impedância da placa perfurada. A impedância da placa perfurada é obtida a partir de dados como raio dos furos (a), razão de área perfurada (p), espessura da placa (t). A impedância normal à superfície de um absorvedor de Helmholtz é:

$$\tilde{z}_{shelm} = i\omega m'' + \frac{-i\tilde{z}_{sar}\tilde{z}_{por}\cot(k_{por}d_{ipor}) + \tilde{z}_{por}^2}{\tilde{z}_{sar} - i\tilde{z}_{por}\cot(k_{por}d_{ipor})} \quad (3.17)$$

onde $\tilde{z}_{sar} = -i\rho_0 c_0 \cot[k(D - d_{ipor})]$ é a impedância de superfície no topo da camada de ar sendo k o número de onda do ar. k_{por} e z_{por} são, respectivamente, o número de onda e a impedância característica do material poroso. m'' é a massa de ar descrita na Equação (3.14). Neste caso, como os furos da placa são suficientemente grandes, desprezam-se as perdas por efeitos viscotérmicos oriundos do escoamento de ar nos furos da placa e, portanto, a parte real da impedância da placa é nula, restando somente a influência da massa.

A Figura 10 mostra o coeficiente de absorção de um absorvedor de Helmholtz com uma placa perfurada com $t=1mm$ de espessura, furos de diâmetro $2a=d=5mm$ e razão de área perfurada $\psi = 10\%$, o que resulta em um espaçamento entre os furos $b=14mm$. A cavidade tem espessura total $D=12cm$ e o material poroso é colocado imediatamente abaixo da placa perfurada, com espessura $d_{ipor}=6cm$.

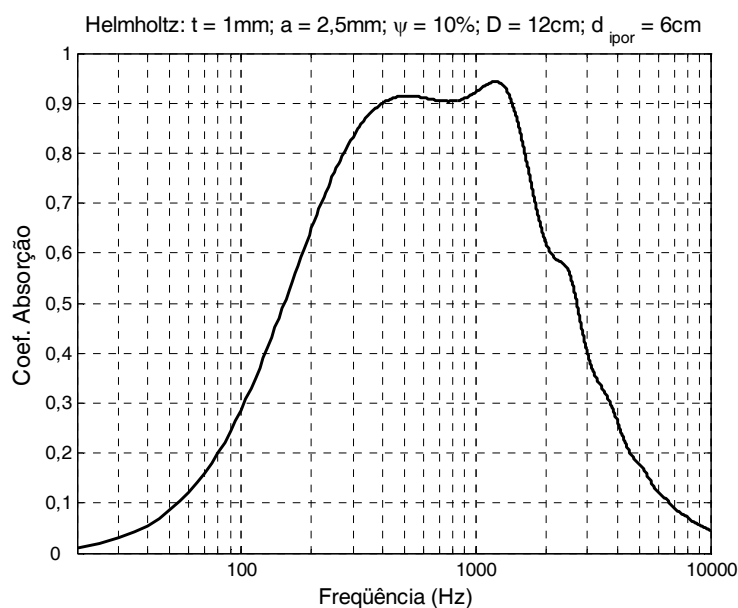


Figura 10 – Coeficiente de absorção do absorvedor de Helmholtz tipo placa perfurada.

A Figura 11 mostra o efeito da variação da razão de área perfurada ψ . O aumento de ψ tem como consequência um aumento na frequência de ressonância, bem como um aumento na faixa de máxima absorção. A Figura 12 mostra uma comparação para diversas posições do material poroso, mostrando que posicioná-lo próximo aos furos, onde a velocidade de partícula é maior, é bem mais eficiente. Os valores de coeficiente de absorção, das Figuras 10 a 14, foram obtidos a partir da impedância normal à superfície descrita na Equação (3.17).

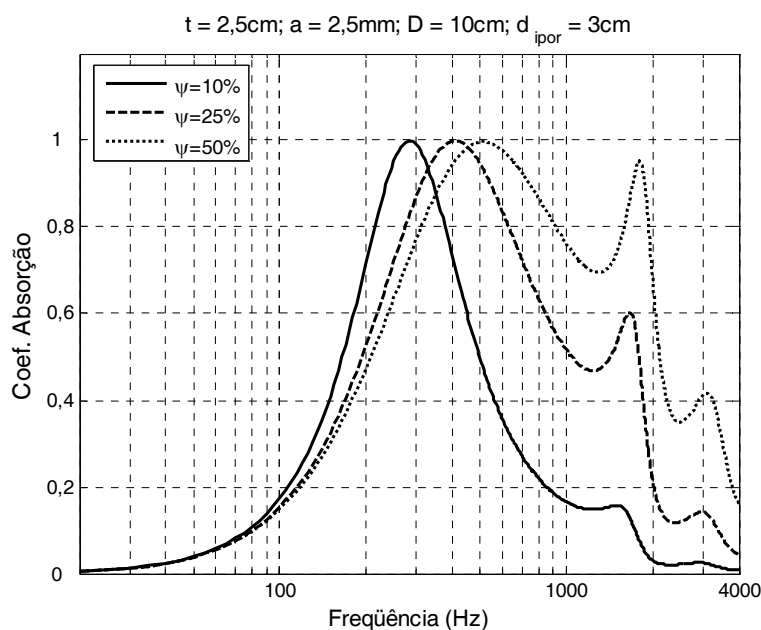


Figura 11 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de ψ).

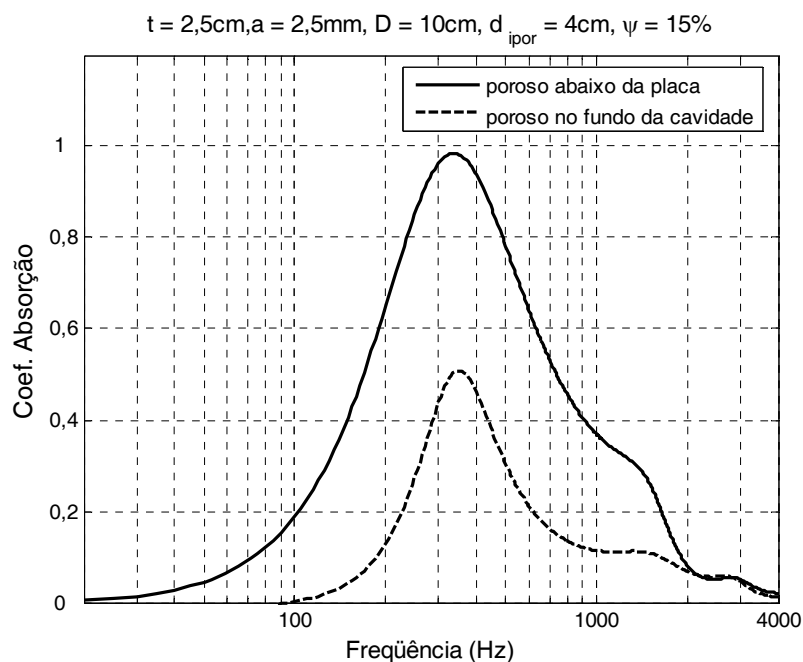


Figura 12 – Absorvedores de Helmholtz (variação da posição do material poroso).

A Figura 13 mostra os efeitos da variação da espessura da cavidade no coeficiente de absorção. À medida que D aumenta, a frequência de ressonância diminui. O coeficiente de absorção também diminui ligeiramente com o aumento de D . Isso é devido ao aumento do volume de ar na cavidade, já que a quantidade de material poroso é mantida constante. A Figura 14 mostra que com o aumento da espessura da placa perfurada, t , existe uma diminuição da frequência de ressonância e da faixa de absorção. Isto se deve ao aumento da massa de ar contida nos furos.

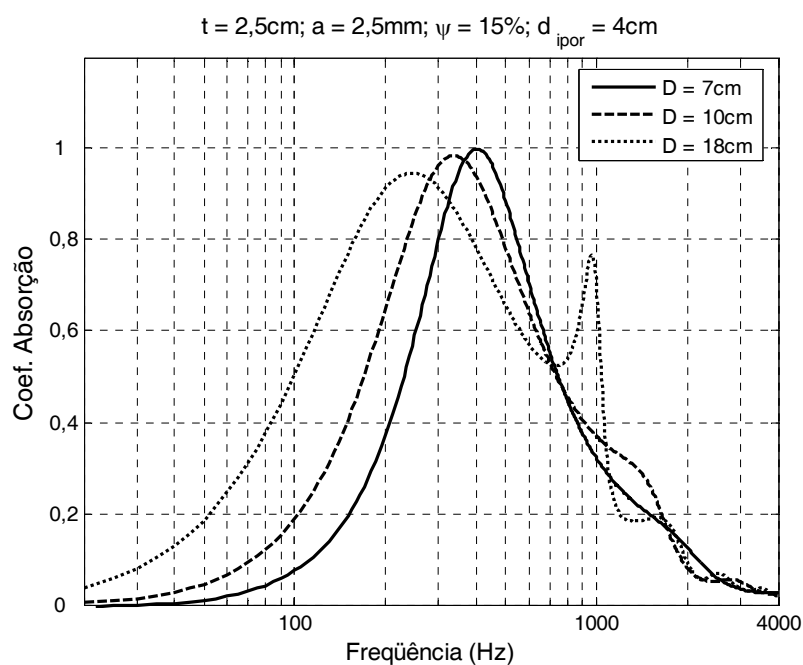


Figura 13 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de D).

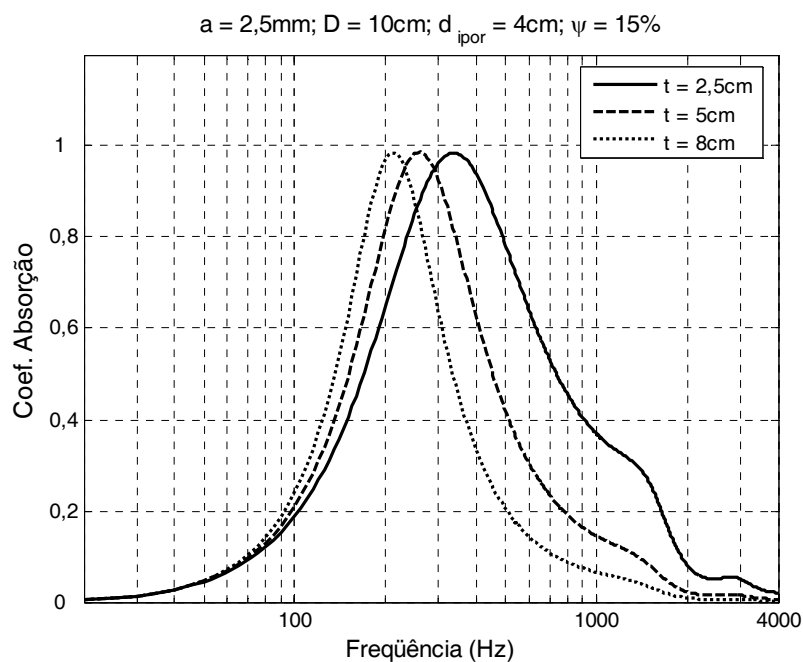


Figura 14 – Absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada (variação de t).

3.3. Absorvedores de Helmholtz usando placa micro-perfurada

Este é um dispositivo com princípios físicos muito similares ao ressonador de Helmholtz tipo placa perfurada. No entanto, neste caso, os furos da placa têm diâmetros de ordem sub-milimétrica. Sendo assim, a resistência acústica é toda provida por efeitos viscosos causados pelo

escoamento de ar nos furos, não sendo necessária a utilização de materiais porosos, como no caso do absorvedor de Helmholtz visto no item anterior.

Segundo Maa [7], este foi um dispositivo inicialmente desenvolvido no final da década de 1960. É também conhecido pela sigla MPP (*Micro Perforated Panel*). Segundo Lee [8], painéis micro-perfurados requerem um espaço menor quando comparados aos tradicionais absorvedores de Helmholtz e de membrana.

A não necessidade de uso de materiais porosos tem aplicações interessantes como, por exemplo, a absorção transparente, que combina um dispositivo que ao mesmo tempo se destina à acústica e também a fatores ligados à iluminação e estética, já que é possível fabricar tais dispositivos (placa e cavidade) em vidro, usando micro-perfuração. A integração de diversas funções em um dispositivo representa uma redução de custos.

Segundo Cox e D'Antonio [3] a absorção não é tão controlável quanto no caso do absorvedor de Helmholtz tradicional e a faixa de frequências de ressonância é limitada pela necessidade de furos muito pequenos.

A resistência acústica específica deste dispositivo é:

$$r = \frac{32 \eta t}{\psi \rho_0 c_0 d^2} K_r \quad (3.18)$$

sendo

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{x^2}{32}} + \frac{\sqrt{2}}{32} x \frac{d}{t} \quad (3.19)$$

e

$$x = d \sqrt{\omega \rho_0 / 4 \eta} \quad (3.20)$$

onde d é o diâmetro dos furos, t a espessura da placa, ψ é a razão de área perfurada (em %) e $\eta = 1,84 \cdot 10^{-5} [Ns/m^2]$ é a viscosidade do ar.

A massa acústica neste caso é:

$$m = \frac{t}{\psi c_0} K_m \quad (3.21)$$

sendo

$$K_m = 1 + \left[9 + \frac{x^2}{2} \right]^{-1/2} + 0,85 \frac{d}{t} \quad (3.22)$$

Segundo Maa [7], x é a razão entre o raio dos furos e a espessura da camada limite nas paredes dos furos. Este valor, a resistência acústica específica e a frequência de máxima absorção são os parâmetros que definem o MPP. Se x aumenta a certo valor a banda de absorção diminui rapidamente, porém valores pequenos de x levam a furos muito pequenos que podem tornar a fabricação muito complexa.

Assim, como nos casos anteriores, a impedância acústica específica da placa é:

$$\tilde{z}_p = r + i\omega m = \frac{32\eta t}{p\rho_0 c_0 d^2} K_r + i\omega \frac{t}{p c_0} K_m \quad (3.23)$$

Usando o procedimento descrito na Seção 2.2.2 a impedância normal à superfície (normalizada em relação a impedância do ar) é:

$$\tilde{z}_{sMPP} = r + i\omega m - i \cot(kD) \quad (3.24)$$

De acordo com Kang e Fuchs [9], para o caso de incidência aleatória, a placa do MPP se comporta independente do ângulo de incidência (localmente reativa). A cavidade, porém sofre os efeitos da mudança do ângulo de incidência. No campo difuso a faixa de absorção desloca-se para as altas frequências. A impedância (normalizada) para incidência oblíqua é dada pela Equação (3.25):

$$\tilde{z}_{sMPP} = (r + i\omega m) \cos \theta - i \cot(kD \cos \theta) \quad (3.25)$$

Na Figura 15 vê-se que a diminuição da razão de área perfurada (ψ) faz com que a frequência de ressonância diminua ligeiramente e o coeficiente de absorção aumente. Para valores muito grandes de ψ o coeficiente de absorção se torna muito pequeno, o que é esperado, já que o aumento de ψ leva a furos maiores (b mantido constante), resultando em menores perdas pelo escoamento do ar nos furos. A Figura 16 mostra que com a diminuição do diâmetro dos furos o coeficiente de absorção aumenta significativamente. Isso concorda com o aumento dos efeitos viscosos e da relação entre o diâmetro dos furos e da camada limite, mostrados na Figura 15.

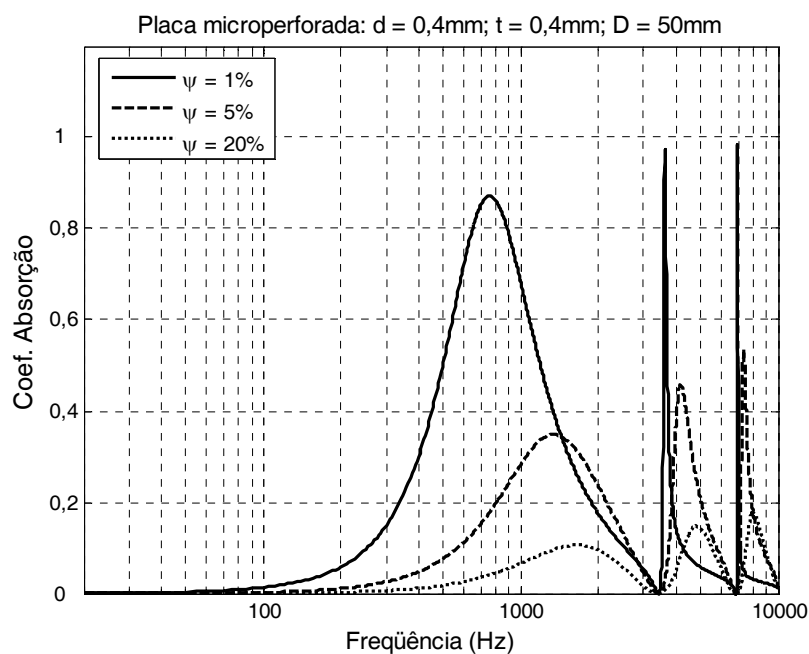


Figura 15 – Variação de ψ numa placa micro-perfurada (incidência normal).

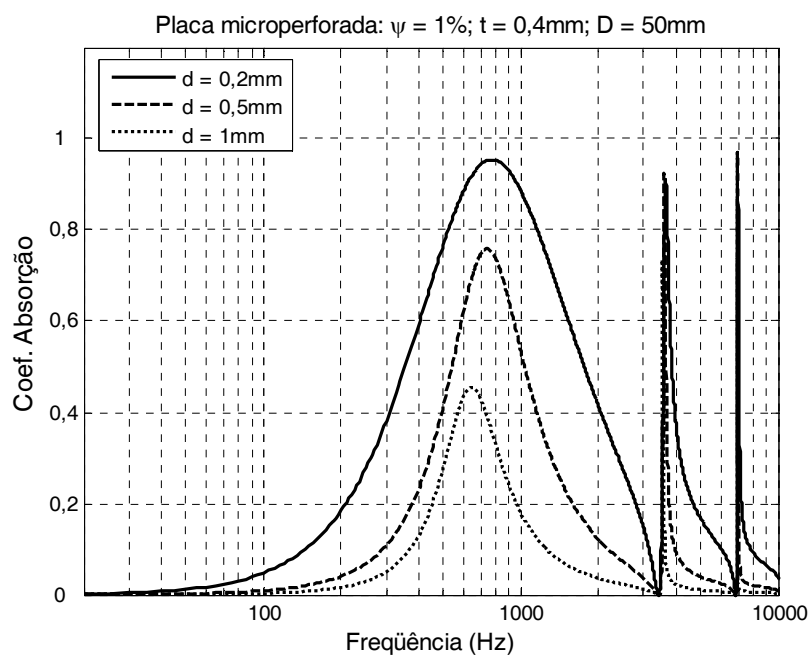


Figura 16 – Variação de d numa placa micro-perfurada (incidência normal).

Na Figura 17 vê-se a comparação para incidência aleatória e normal para um absorvedor MPP. Vê-se um pequeno aumento na frequência de ressonância, bem como a diminuição do coeficiente de absorção e aumento da largura de banda. Um efeito notório é a quase total supressão dos picos secundários para incidência aleatória.

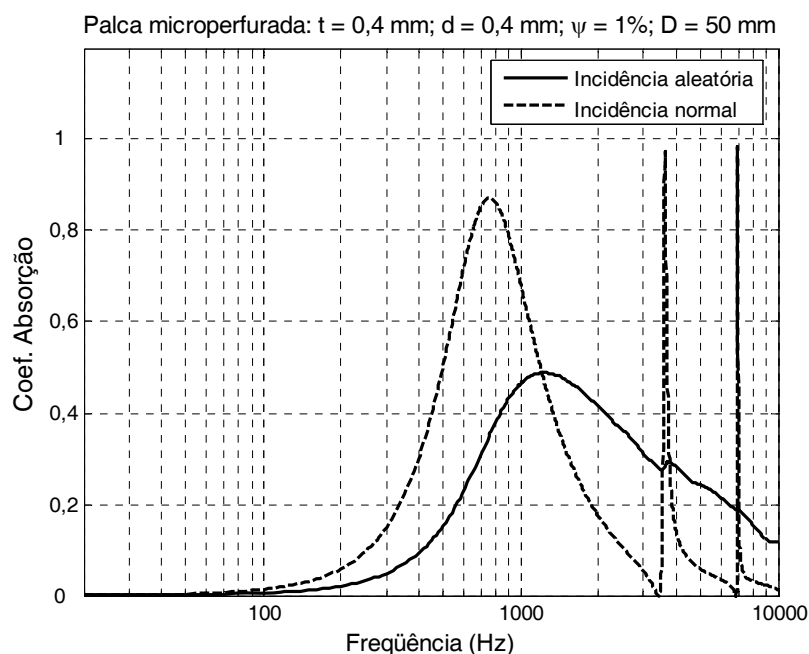


Figura 17 – Incidência aleatória vs. normal para o absorvedor MPP.

Pode-se construir também um sistema acústico com duas placas micro-perfuradas, mostrado esquematicamente na Figura 18. Tal sistema recebe a sigla DLMPP (*Double Leaf Micro Perforated Panel*).

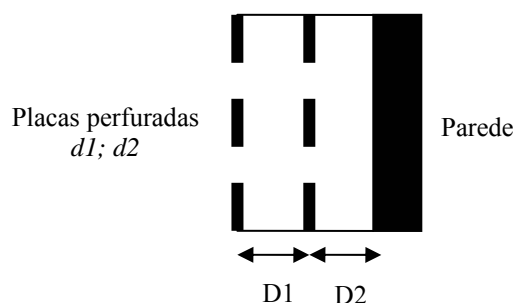


Figura 18 – Esquema de um DLMPP.

As propriedades acústicas, para incidência normal, de tal dispositivo são descritas em Sakagami, Morimoto, Koike [10]. O DLMPP pode ser posicionado em frente a uma parede ou superfície, como mostrado na Figura 18 e, também, pode ser montado solto, ou pendurado, em uma cavidade, sendo esta em alguns casos uma boa alternativa. O primeiro caso será tratado.

Os princípios físicos do DLMPP são os mesmos do MPP simples, citados em diversas fontes. A impedância normalizada deste dispositivo é (Sakagami, Morimoto, Koike [10]):

$$\tilde{z}_{sDLMPP} = r_1 - i\omega m_1 + \left(\frac{1}{i \cot(kD_1)} + \frac{1}{r_2 - i\omega m_2 + i \cot(kD_2)} \right)^{-1} \quad (3.26)$$

r_1 e r_2 , m_1 e m_2 são calculados de acordo com as Equações (3.18) a (3.22).

Na Figura 19 pode-se observar uma comparação entre os resultados de coeficiente de absorção de um MPP simples de profundidade $D=50mm$ e um DLMPP com duas cavidades, cada uma tendo $D_1=D_2=25mm$. Observa-se um aumento significativo da faixa de absorção e também um aumento do coeficiente de absorção para o DLMPP, em relação ao MPP.

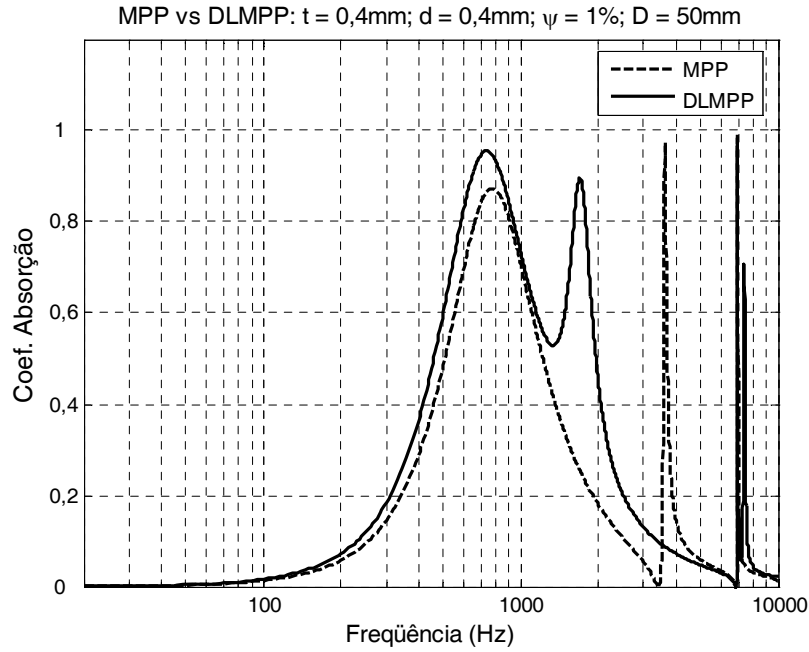


Figura 19 – comparação do coeficiente de absorção de um MPP com um DLMPP.

O mesmo efeito observado para o MPP em incidência oblíqua acontece com o DLMPP. As placas do DLMPP se comportam independentemente do ângulo de incidência, sendo, portanto localmente reativas. A cavidade sofre os efeitos do ângulo de incidência. A impedância (normalizada) para incidência oblíqua é dada pela Equação (3.27):

$$\tilde{z}_{sDLMPP} = (r_1 - i\omega m_1) \cos(\theta) + \left(\frac{1}{i \cot[kD_1 \cos(\theta)]} + \frac{1}{(r_2 - i\omega m_2) \cos(\theta) + i \cot[kD_2 \cos(\theta)]} \right)^{-1} \quad (3.27)$$

Na Figura 20 vê-se uma comparação entre os resultados para incidência aleatória e normal para o DLMPP. Para este caso os dados são: ambos os painéis com espessura $t=0,11\text{mm}$, diâmetro dos furos $d=0,2\text{ mm}$, razão de área perfurada $\psi=0,79\%$, $D_1=20\text{ mm}$ e $D_2=280\text{ mm}$.

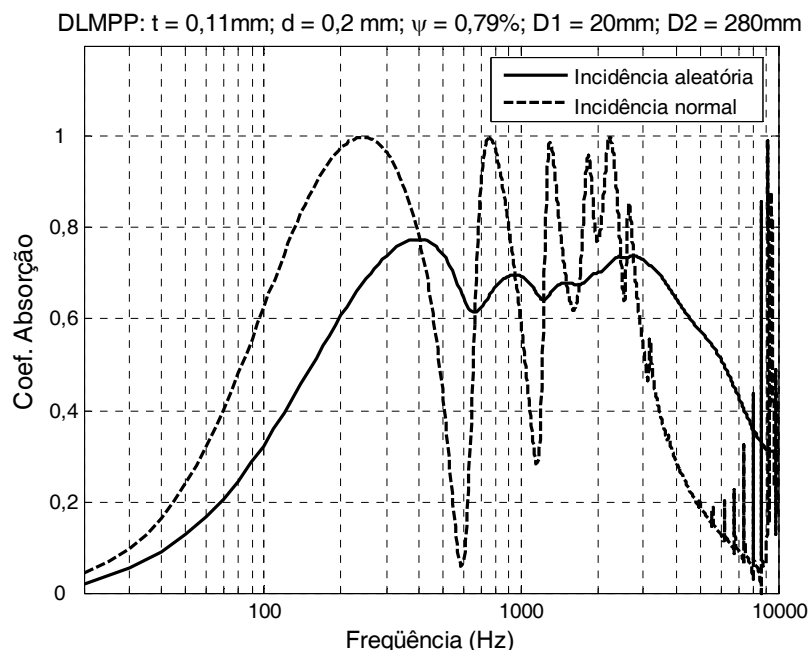


Figura 20 – Comparação de incidência aleatória e normal para um DLMPP.

3.4. Absorvedor de membrana

Assim como o absorvedor de Helmholtz, o absorvedor de membrana também se enquadra na categoria dos absorvedores ressonantes e, da mesma forma, o mecanismo de absorção envolve uma massa vibrando sobre uma mola e amortecedor equivalentes.

O absorvedor de membrana consiste numa cavidade fechada. A cavidade é lacrada por uma membrana flexível que é forçada a vibrar sobre o colchão de ar sob a ação de uma onda sonora. A massa do absorvedor de membrana é representada pela densidade superficial da membrana (m'' , em kg/m^2) e a mola é proporcionada pela compressibilidade do volume de ar enclausurado na cavidade.

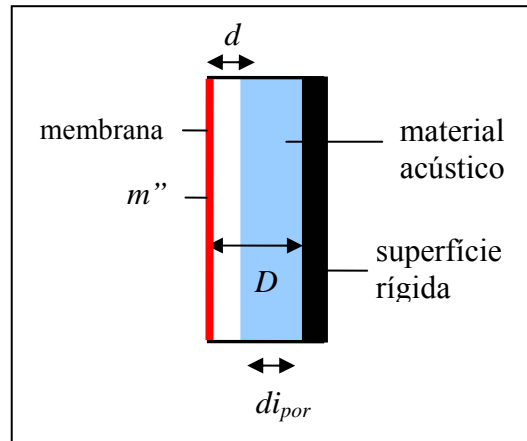


Figura 21 – Esquema do absorvedor de membrana.

A pressão acústica incidente na membrana movimenta a mesma e esta comprime / rarefaz o ar enclausurado na cavidade. É o movimento do ar impulsionado através do material poroso que resulta em absorção.

De acordo com Frommhold, Fuchs e Sheng [11], se a membrana é grande o suficiente, a vibração desta pode ser considerada como a de um pistão rígido. Porém, nem sempre essa situação é realística. Para o caso investigado em que a membrana suficientemente grande a densidade superficial da membrana é dada por:

$$m'' = \rho_m t \quad (3.28)$$

onde ρ_m é a densidade volumétrica do material da membrana e t sua espessura. A rigidez (k_{mola}) do volume de ar na cavidade é obtida da derivação de $p v^\gamma = cte$ em relação a v :

$$k_{mola} = \rho_0 c_0^2 / D \quad (3.29)$$

onde D é a profundidade da cavidade. A frequência de ressonância, dessa forma, resulta em:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2}{D \rho_m t}} \quad (3.30)$$

Sendo $\rho_0 = 1,21 [kg / m^3]$ e $c_0 = 343 [m / s]$ a Equação (3.30) pode ser reescrita na forma da Equação (3.31) (para cavidades cheias de ar):

$$f_{60} = \frac{60}{\sqrt{m''D}} \quad (3.31)$$

Para cavidades preenchidas com material poroso a equação mais correta para a frequência de ressonância é a Equação (3.32), pois, segundo Cox e D'Antonio [3], as condições mudam de adiabáticas para isotérmicas:

$$f_{50} = \frac{50}{\sqrt{m''D}} \quad (3.32)$$

A impedância da membrana deve ser composta pela resistência acústica (perdas internas devido à vibração e perdas devido ao atrito nos apoios) e pela parte imaginária (massa da membrana). Normalmente a resistência acústica da membrana pode ser desprezada, pois é bem menor que as perdas oferecidas pelo material poroso. A impedância da membrana então é:

$$\tilde{z}_{mem} = i \omega m'' \quad (3.33)$$

Em Bosmans et al [12] propõe-se uma correção para o cálculo de m'' levando-se em conta a massa de ar na cavidade. Para membranas muito finas, com pequena densidade, a ordem de grandeza da massa de ar interfere de forma significativa na massa da membrana. A massa corrigida é então dada por:

$$m''_c = m'' + \frac{1}{3} \rho_0 D \quad (3.34)$$

A mesma abordagem usada nas Seções 2.2.2 e 2.2.3 é usada para calcular a impedância normal à superfície e o coeficiente de absorção de um absorvedor de membrana:

$$\tilde{z}_{smem} = i \omega m''_c + \frac{-i \tilde{z}_{spor} \rho_0 c_0 \cot(kd) + (\rho_0 c_0)^2}{\tilde{z}_{spor} - i \rho_0 c_0 \cot(kd)} \quad (3.35)$$

A Figura 22 mostra o efeito do aumento da espessura da membrana (densidade superficial), deslocando a frequência de ressonância para frequências mais baixas. Pode-se

observar um aumento da largura de banda com a diminuição da densidade superficial. Isto pode ser visto na Tabela 1. Neste caso tem-se um pequeno absorvedor de membrana com espessura da cavidade $D=5\text{mm}$.

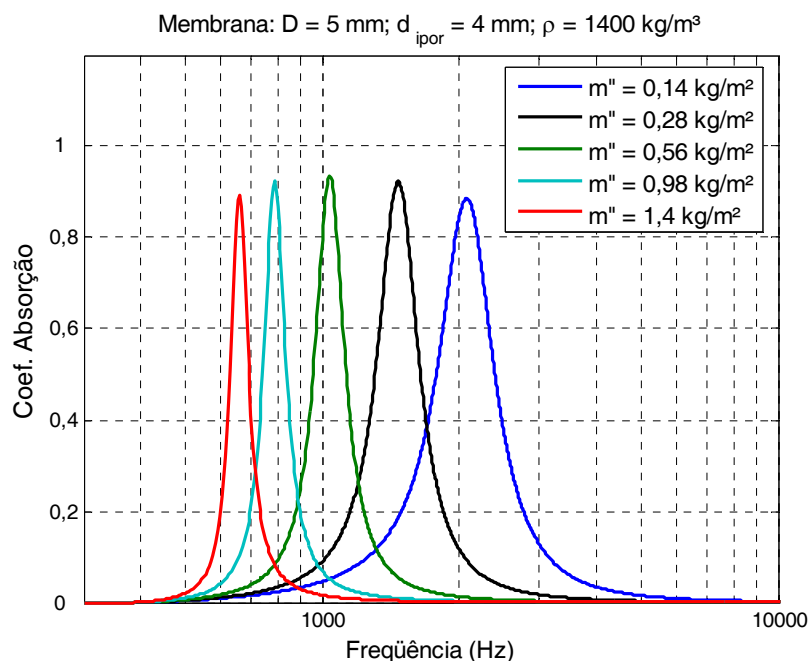


Figura 22 – Análise da variação da espessura da membrana.

Tabela 1 – Dados para absorvedor de membrana (variação de m'').

$m''[\text{kg/m}^2]$	f_{60}	f_{50}	f_{calc}	α_{max}	f_{calc}/f_{60}	f_{50}/f_{calc}	$B = \Delta f [\text{Hz}]$	$B [\%]$
0,14	2267	1889	2075	0,89	0,92	0,91	615,0	29,64
0,28	1603	1336	1470	0,92	0,92	0,91	338,0	22,99
0,56	1133	944	1040	0,94	0,92	0,91	175,0	16,83
0,98	857	714	785	0,92	0,92	0,91	96,0	12,23
1,40	717	597	660	0,89	0,92	0,90	63,0	9,55

Na Tabela 1, f_{60} é a frequência de ressonância calculada de acordo com a Equação (3.31). Da mesma forma, f_{50} é a frequência de ressonância calculada de acordo com a Equação (3.32). f_{calc} é a frequência de ressonância (máxima absorção) calculada através do modelo analítico (rotina de *Matlab*). α_{max} é o máximo valor do coeficiente de absorção. A largura de banda de absorção é representada por dois parâmetros: $B = \Delta f [\text{Hz}]$ e $B [\%]$. O primeiro, dado em Hz , é a diferença entre f_2 e f_1 , sendo f_2 a maior frequência onde $\alpha = 0,5$ e f_1 a menor frequência onde

$\alpha = 0,5$. A largura de banda de absorção percentual é a razão entre a largura de banda em Hz e

$$f_{calc} (B[\%]) = 100 \frac{B[Hz]}{f_{calc}}).$$

A Figura 23 mostra os efeitos da variação da profundidade total da cavidade (D) mantendo-se uma espessura de material poroso de 80 % de D . No caso desta figura a densidade superficial é $m''=0,14kg/m^2$. O aumento de D provoca uma diminuição da frequência de ressonância e também o aumento da largura de banda (Tabela 2).

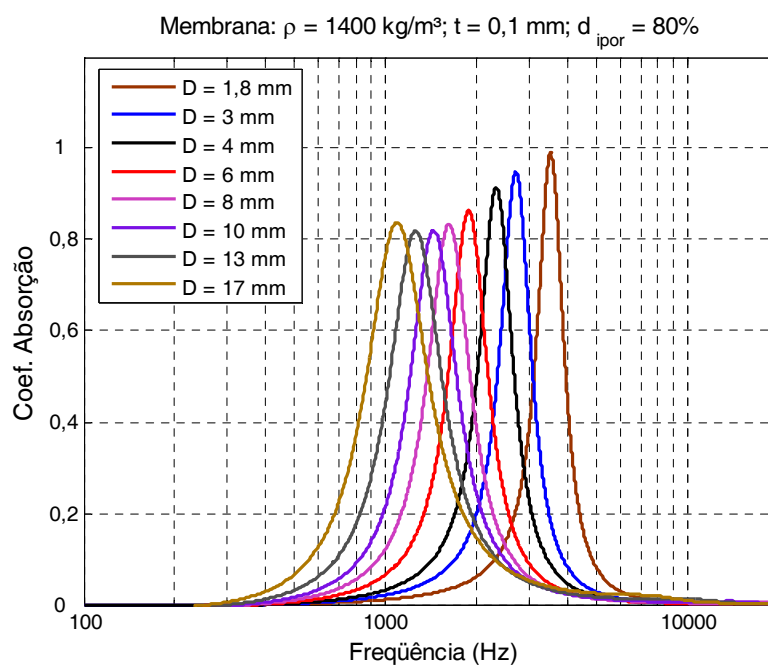


Figura 23 – Variação de D ($t = 0.1 \text{ mm}$).

Tabela 2 – Dados para absorvedor de membrana (variação de D).

$D \text{ [mm]}$	f_{60}	f_{50}	f_{calc}	α_{max}	f_{calc}/f_{60}	f_{50}/f_{calc}	$B = \Delta f \text{ [Hz]}$	$B \text{ [%]}$
1,8	3779,6	3149,7	3525	0,99	0,93	0,89	862,0	24,45
3,00	2927,7	2439,8	2705	0,95	0,92	0,90	733,0	27,10
4,00	2535,5	2112,9	2330	0,91	0,92	0,91	665,0	28,54
6,00	2070,2	1725,2	1885	0,86	0,91	0,92	579,0	30,72
8,00	1792,8	1494,0	1625	0,83	0,91	0,92	536,0	32,98
10,00	1603,6	1336,3	1440	0,82	0,90	0,93	513,0	35,63
13,00	1406,4	1172,0	1260	0,82	0,90	0,93	505,0	40,08
17,00	1229,9	1024,9	1090	0,84	0,89	0,94	520,0	47,71

A Figura 24 mostra como a quantidade de material acústico na cavidade interfere na resposta do absorvedor de membrana. O que se pode notar, em primeira instância, é que o aumento da quantidade de material acústico na cavidade leva a um aumento do coeficiente de absorção e da largura de banda. É esperado que o coeficiente de absorção passe por um máximo com o aumento da quantidade de material. Porém, para pequenas cavidades isso não foi observado, concluindo-se que quanto mais material se puder utilizar melhores serão os resultados.

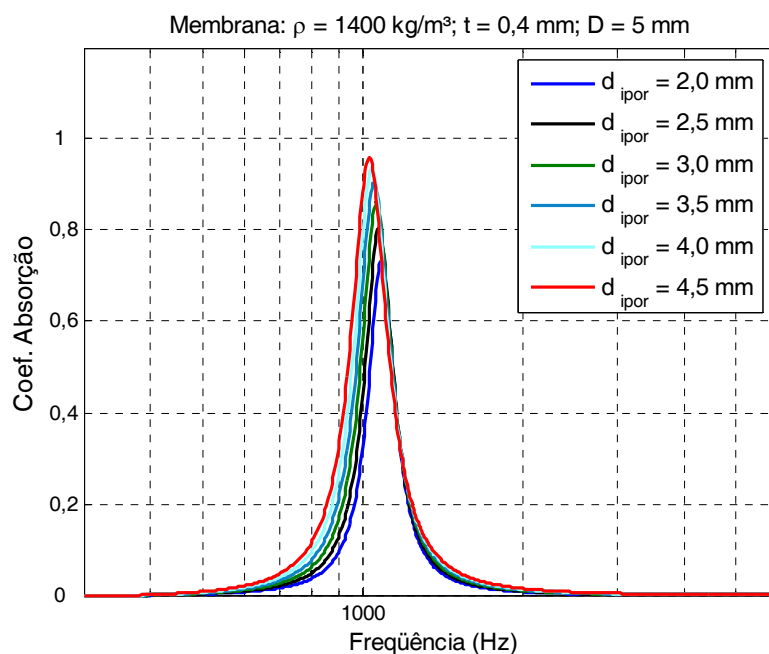


Figura 24 – Quantidade de material acústico na cavidade.

Tabela 3 – Dados para absorvedor de membrana (variação de d_{ipor}).

$d_{ipor} [mm]$	f_{60}	f_{50}	f_{calc}	α_{max}	f_{calc}/f_{60}	f_{50}/f_{calc}	$B = \Delta f [Hz]$	$B [\%]$
2,0	1133	944	1085	0,73	0,96	0,87	106,0	9,77
2,5	1133	944	1070	0,81	0,94	0,88	128,0	11,96
3,0	1133	944	1060	0,86	0,94	0,89	146,0	13,77
3,5	1133	944	1050	0,90	0,93	0,90	161,0	15,33
4,0	1133	944	1040	0,94	0,92	0,91	175,0	16,83
4,5	1133	944	1030	0,96	0,91	0,92	187,0	18,16

No caso a seguir (Figura 25) em que a cavidade $D=8\text{cm}$ vê-se que existe um ponto ótimo de quantidade de material poroso para o coeficiente de absorção e largura de banda de absorção. Utilizando-se menos material poroso que este ponto ótimo, o coeficiente de absorção e a largura de banda são menores. Acima do ponto ótimo a largura de banda aumenta, com diminuição do coeficiente de absorção.

Tabela 4 – Dados para absorvedor de membrana $D = 8\text{ cm}$ (variação de d_{ipor}).

d_{ipor} [cm]	f60	f50	fcalc	α_{max}	fcalc/f60	f50/fcalc	$B = \Delta f$ [Hz]	B [%]
5,0	179,3	149,4	170	0,93	0,95	0,88	67,0	39,41
5,5	179,3	149,4	170	0,98	0,95	0,88	81,0	47,65
6,0	179,3	149,4	170	1,00	0,95	0,88	94,0	55,29
6,5	179,3	149,4	170	0,98	0,95	0,88	106,0	62,35
7,0	179,3	149,4	170	0,94	0,95	0,88	117,0	68,82
7,5	179,3	149,4	175	0,94	0,98	0,85	117,0	66,86

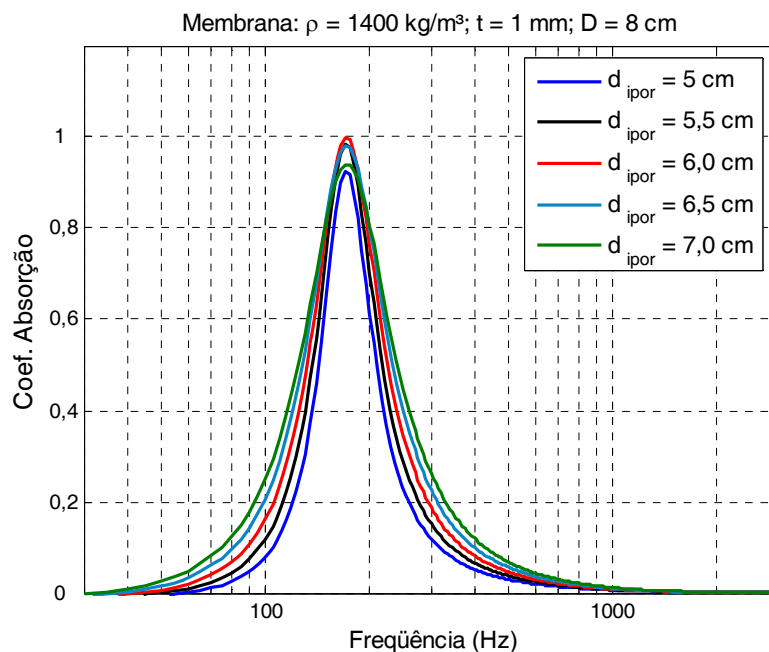


Figura 25 – Quantidade de material acústico na cavidade (2).

É importante observar que o modelo analítico para o absorvedor de membrana assume hipóteses não realísticas. Entre estas hipóteses estão as considerações de que a membrana vibra como um pistão rígido (sem ondas de flexão) e que não há perdas estruturais. Estas considerações

levam a divergências nos cálculos das frequências de ressonância calculadas com as Equações (3.31) e (3.32) e com o modelo de impedância (Equação (3.35)). O modelo da Equação (3.35), no entanto também não é preciso e apresenta desvios em relação a um modelo real.

O uso do modelo analítico no projeto de absorvedores de membrana deve levar em conta as limitações do modelo. Para aplicação do absorvedor de membrana para o controle de modos acústicos em ambientes, por exemplo, se o absorvedor é projetado para atuar em uma banda muito estreita, corre-se o risco de que a frequência de sintonia calculada seja diferente da real, e que por isso o absorvedor não consiga retirar energia de um modo acústico, mas sim de uma região de frequências em que não há modos. Recomenda-se, então, neste caso, que se projete um absorvedor de membrana para atuar numa banda mais larga, a fim de minimizar efeitos de possíveis erros no cálculo da frequência de ressonância.

3.5. Absorvedores ressonantes híbridos

Nas sessões anteriores foram descritos os absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada e micro-perfurada, e os absorvedores de membrana. Pode-se criar um absorvedor que combine as características destes absorvedores. Por exemplo, pode-se construir uma membrana micro-perfurada que não seja rígida. Assim, é necessário incluir os efeitos da vibração da membrana aos da placa micro-perfurada. A impedância da nova configuração pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$\tilde{z}_p = \frac{(r + i\omega m)i\omega m_{mem}}{r + i\omega m + i\omega m_{mem}} \quad (3.35)$$

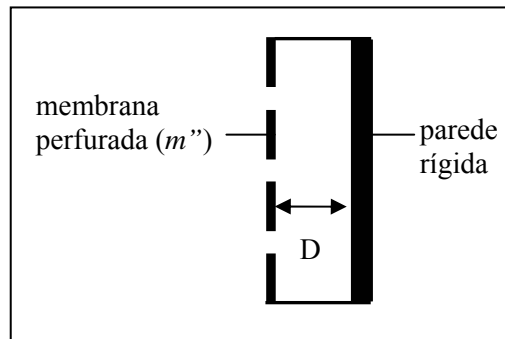


Figura 26 - Esquema de um absorvedor ressonante híbrido.

Numa analogia com circuitos elétricos, esta impedância assume que os efeitos da massa da membrana estão em paralelo com a impedância de uma placa micro-perfurada rígida. A impedância normal à superfície do absorvedor é:

$$\tilde{z}_{scomb} = \frac{(r + i\omega m)i\omega m_{mem}}{r + i\omega m + i\omega m_{mem}} - i\rho_0 c_0 \cot(kD) \quad (3.36)$$

3.6. Conclusões

Neste capítulo foram apresentados diversos tipos de mecanismos de absorção e como melhor utilizá-los em cavidades e ambientes. Lopes [13] mostrou que o uso de materiais acústicos em tubos e filtros acústicos proporciona boa atenuação nas suas funções de transferência em relação aos correspondentes de paredes rígidas (sem tratamento com material poroso). Isto mostra o bom potencial da aplicação dos materiais porosos. No entanto, o uso de tais materiais em compressores é limitado devido à presença de óleos lubrificantes que em pouco tempo de uso impregnam os poros e inutilizam o material poroso. Dessa forma, tem-se interesse pelo estudo dos painéis de membrana, os quais fornecem proteção ao material poroso contra a ação de respingos de óleo. Por isso é preciso proteger os materiais porosos de forma que seu desempenho se altere, mas de forma controlada ou mesmo potencializada. Os capítulos seguintes focam na modelagem numérica dos absorvedores de membrana e da aplicação dos mesmos em diferentes condições como, por exemplo, em tubos.

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ABSORVEDORES TIPO MEMBRANA

Nas simulações numéricas propõe-se modelar através do método dos elementos finitos um absorvedor de membrana em uma faixa de frequência. A geometria é simples e é necessário que se faça um acoplamento fluido-estrutura no modelo. Neste caso, a resposta que se deseja são os deslocamentos da membrana (parte estrutural). Com estes dados é possível calcular a velocidade da membrana, a impedância acústica normal à superfície do absorvedor de membrana, e com esta impedância pode-se obter o coeficiente de absorção do mesmo.

4.1. Métodos de elementos finitos e de contorno

O objetivo da simulação numérica é discretizar um domínio em elementos suficientemente pequenos e calcular as respostas na forma de deslocamento, velocidade e forças em todos os nós da geometria. Para calcular a resposta é preciso aplicar propriedades do material que compõe o domínio bem como as condições de contorno do problema. Os cálculos das respostas desejadas podem ser obtidos basicamente através de dois métodos: FEM (*Finite Element Method*) e BEM (*Boundary Element Method*).

O método dos elementos finitos tem sua origem por volta de 1940, devido às necessidades por cálculos estruturais precisos na engenharia civil e aeronáutica. Para o caso de acústica a solução é obtida por meio da Equação (4.1), em que F_A é o vetor de forças acústicas nodais e K_A , C , M_A são, respectivamente, as matrizes de rigidez, amortecimento e massa do sistema. A cada passo de frequência a pressão $\{p\}$ é calculada em todos os nós, através da equação:

$$\left[K_A + i \omega C - \omega^2 M_A \right] \{p\} = \{F_A\} \quad (4.1)$$

De forma análoga, o método dos elementos de contorno é usado para resolver equações diferenciais parciais, porém neste caso tais equações foram formuladas como equações integrais. O método BEM resolve a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} B & C' \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \beta \\ \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ g \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

onde φ é o vetor “*jump of pressure*”, que está ligado à continuidade da pressão. φ deve ser igual a zero nos nós de extremidades livres, dessa forma há continuidade de pressão no fluidos dos dois lados destes nós. β é o vetor chamado “*jump of velocity*” e é usado quando existe a necessidade de impor uma descontinuidade de velocidade ao longo de uma superfície. f e g são os vetores de excitação.

Em termos de custo computacional, o método BEM é mais eficiente que FEM somente se a razão entre área e volume for pequena. Caso contrário, as matrizes geradas exigem mais recursos de processamento, bem como de armazenamento.

Boas partes das simulações numéricas realizadas neste trabalho envolvem o acoplamento entre fluido e estrutura que é resolvido pela Equação (4.3):

$$\begin{bmatrix} K_S - \omega^2 M_S & C_A^t \\ C_A & K_A - \omega^2 M_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mu \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_S \\ F_A \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

onde F_S e F_A são os vetores que definem os carregamentos estruturais e acústicos, respectivamente. K_S e M_S são, respectivamente, as matrizes estruturais de rigidez e massa, tendo como análogos acústicos K_A e M_A . C_A representa a matriz de acoplamento. O programa calcula a cada passo de frequência os deslocamentos (μ) e as pressões (p) nos elementos estruturais e acústicos.

4.2. Painel de membrana tradicional

O primeiro passo na modelagem computacional é estabelecer a faixa de frequências de análise, uma vez que a frequência máxima define o tamanho dos elementos na malha.

Neste caso o modelo computacional simula um absorvedor de membrana projetado para atuar em frequências de ressonância entre 100 Hz e 300 Hz. Uma boa escolha para a frequência máxima de análise é 700 Hz. O método da expansão modal é usado para a análise estrutural da membrana. Neste caso, é recomendado que se calculem modos cuja frequência seja o dobro da máxima frequência de análise. Considerando a velocidade do som $c_0 = 343 \text{ m/s}$, o comprimento de onda para 1400Hz é $\lambda = 0,245 \text{ m}$. Para que se tenham resultados precisos é necessário ter-se pelo menos 6 elementos por comprimento de onda, sendo ideal que se tenham 10 elementos por comprimento de onda. Então, o tamanho dos elementos deve ser $\Delta l = \lambda/10 = 0,0245 \text{ m}$. Desta

forma será adotado $\Delta l = 0,02 \text{ m}$. Usa-se o *software* MSC Patran® 2004 para a construção das malhas com essa discretização.

Para cada absorvedor de membrana que se deseja modelar é necessário que se construam duas malhas (Figura 28). A aplicação de condições de contorno, solução e visualização inicial dos resultados é feita com o *software* LMS Virtual.Lab.

A primeira malha é a malha acústica. Esta malha é construída com 1400 elementos HEXA8. Para esta são definidas as propriedades do fluido (c_0 e ρ_0). O painel de membrana tem entre a membrana e a parede rígida duas camadas, sendo uma de ar e outra de material poroso (ver Figura 27). A malha acústica corresponde à camada de ar. Uma das condições de contorno é paredes rígidas para as paredes laterais. A outra condição de contorno corresponde à admitância (inverso da impedância normal à superfície) do material poroso de espessura d_{ipor} . Os valores da admitância são fornecidos através de uma tabela gerada por uma rotina computacional de acordo com um dos modelos analíticos descritos na Seção 3.1.3. Na Figura 27 (b) podem-se ver as condições do contorno a serem aplicadas.

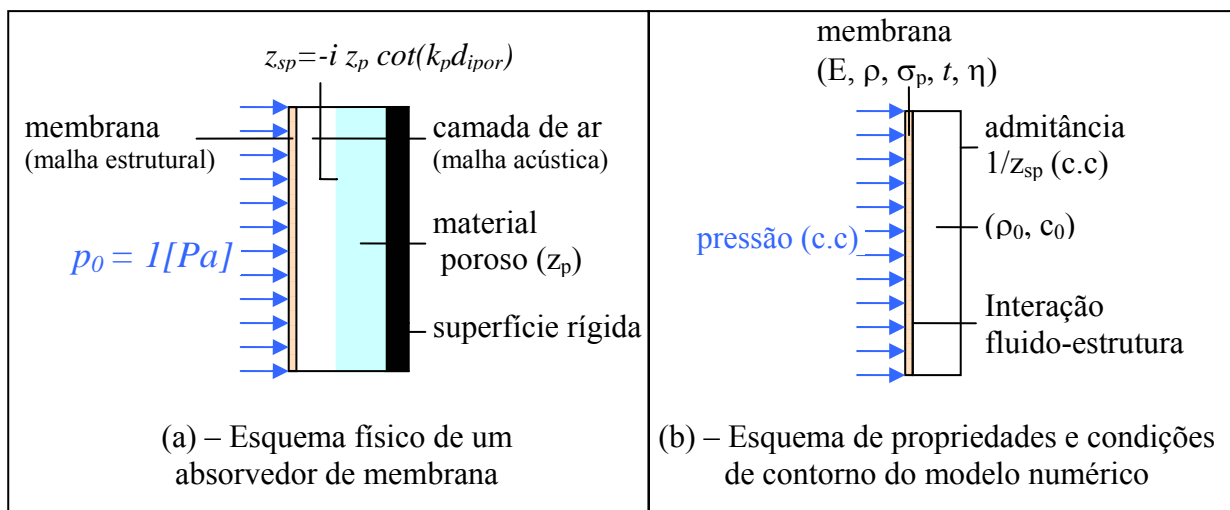


Figura 27 - Esquema de um absorvedor de membrana e condições de contorno.

A segunda malha (estrutural) é construída com a mesma discretização da primeira. No entanto, esta malha contém 700 elementos QUAD4. As propriedades estruturais são o módulo de Young (E), coeficiente de Poisson (σ_p), Densidade volumétrica (ρ) e espessura (t). A primeira condição de contorno imposta é deslocamento nulo nas bordas da placa (Figura 28). Com essas condições definidas faz-se uma análise modal da placa. De posse dos modos define-se o

amortecimento de cada modo (η_s). A condição de contorno final necessária é pressão unitária em todos os elementos.

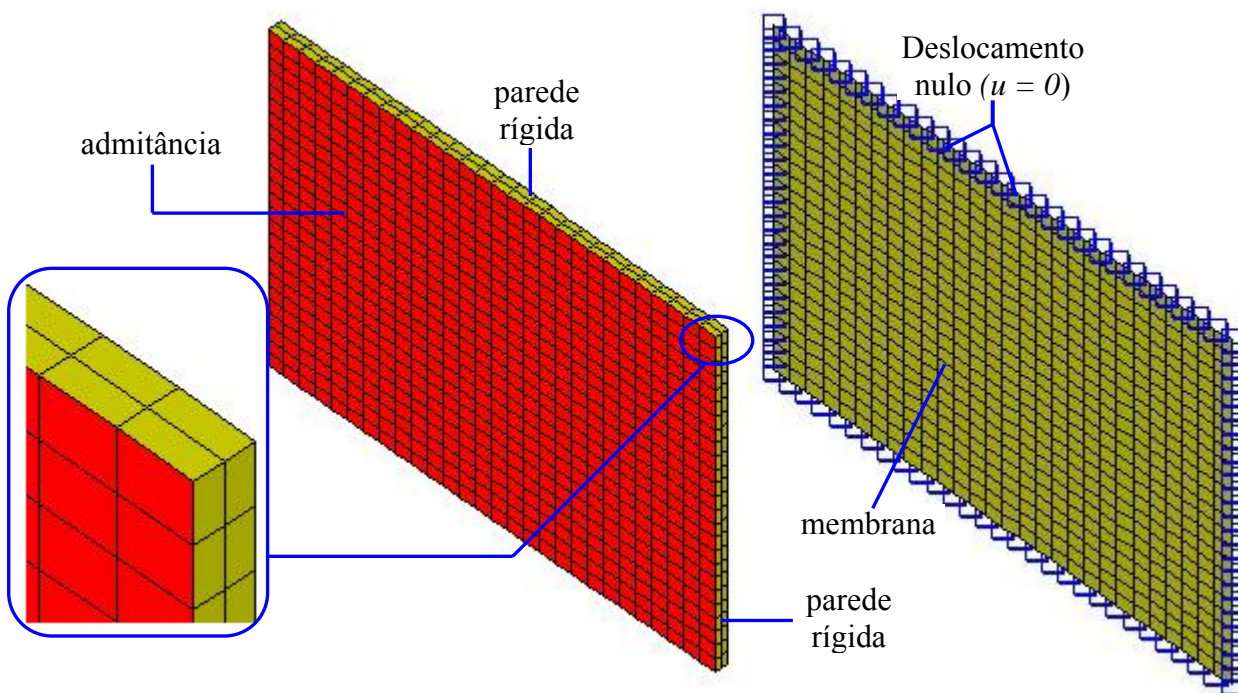


Figura 28 – Malhas do absorvedor de membrana.

O modelo acústico com a primeira malha e suas condições de contorno é um modelo do tipo “*FEM fluid*”. O modelo estrutural é um modelo do tipo “*FEM structure*”.

Um *link* (região da interação entre fluido e estrutura) entre os modelos acústico e estrutural é definido. Para que tal *link* funcione corretamente, devem-se definir quais elementos ou faces de elementos fazem parte da interação. No caso da malha estrutural, todos os seus elementos fazem parte da interação. No caso da malha acústica, somente as faces em contato com a estrutura fazem parte da interação. É preciso observar que:

- o número de elementos ou faces no link deve ser o mesmo para os dois modelos;
- o número de nós e a posição dos mesmos (no eixo cartesiano) deve ser a mesma para os dois modelos.

Após a definição do *link* o software calcula as repostas nos dois modelos. Após o cálculo podem-se ler os resultados: deslocamentos em função da frequência de uma série de nós da malha estrutural com o intuito de se obterem, além dos deslocamentos, a velocidade, aceleração, impedância e coeficiente de absorção. Tais cálculos são realizados em uma rotina de *Matlab*

7.00. As equações de velocidade, aceleração e impedância são dadas abaixo. A equação da impedância assume tal forma, pois a pressão incidente prescrita é unitária. São observadas as seguintes relações:

$$v = i \omega \mu \quad (4.4)$$

$$a_c = i \omega v \quad (4.5)$$

$$z_s = \frac{1}{v} \quad (4.6)$$

4.3. Resultados

Com o intuito de avaliar a resposta do absorvedor de membrana, simulou-se um absorvedor existente na câmara reverberante do LVA (Laboratório de Vibrações e Acústica). Tal absorvedor foi projetado para ter frequência de ressonância de 160Hz. Tal painel tem uma cavidade com profundidade $D=91mm$ e possui cerca de $60mm$ de material poroso.

Tem-se, então, uma malha correspondente ao espaçamento de ar entre membrana e material poroso com $1,10\text{ m} \times 1,00\text{ m}$, e $31mm$ de espessura. O material poroso é simulado por uma tabela de admitância (gerada pela rotina computacional) e tem espessura $d_{ipor}=60mm$. A malha estrutural feita com elementos *Shell* tem a mesma área de superfície da anterior.

Os valores de $E = 1,5\text{ [GPa]}$, $\sigma_p = 0,42$, $\rho = 1400\text{ [kg/m}^3\text{]}$ são os típicos para o PVC (material do qual era confeccionada a membrana). A espessura da membrana é $t = 1\text{ [mm]}$ e o amortecimento na forma de fator de perda η_s tem valor igual a $0,1$.

Nas Figuras 29 e 30 vê-se a comparação entre os valores numéricos e analíticos para o coeficiente de absorção e a impedância acústica, respectivamente.

Para o coeficiente de absorção observa-se uma boa concordância entre as curvas numérica e analítica. A curva numérica apresenta uma série de picos que a curva analítica não apresenta. A ausência destes picos se deve ao fato que o modelo analítico considera a membrana vibrando como um pistão rígido. Aumentando-se o amortecimento da membrana estes picos tendem a desaparecer. Também se observa que estes picos no coeficiente de absorção aparecem claramente na parte real da impedância do modelo numérico. Na parte imaginária da impedância observa-se, em ambos os casos, um comportamento crescente com a frequência, passando por zero na frequência de ressonância.

COEF. DE ABSORÇÃO DE UM PAINEL TIPO MEMBRANA - NUMÉRICO VS. ANALÍTICO

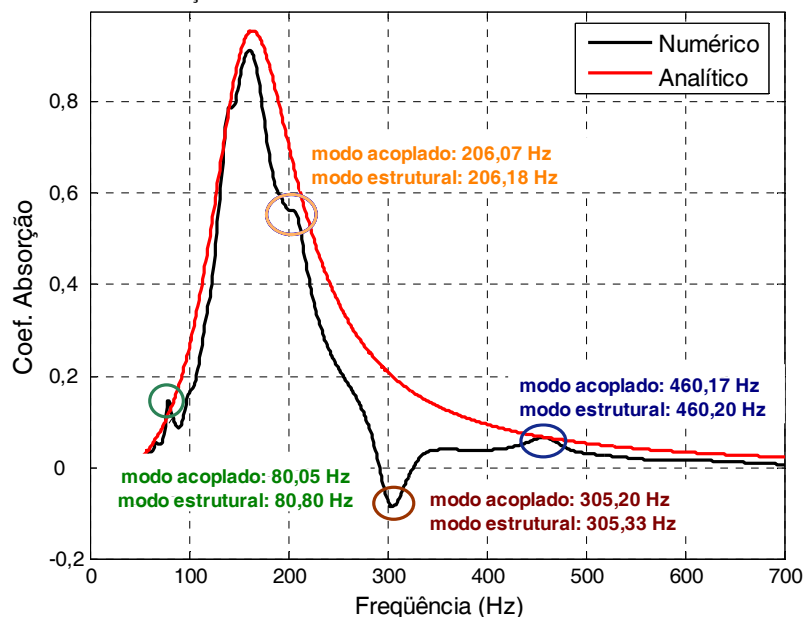


Figura 29 – Coeficiente de absorção (numérico vs. analítico).

IMPEDÂNCIA DE UM PAINEL TIPO MEMBRANA - NUMÉRICO VS. ANALÍTICO

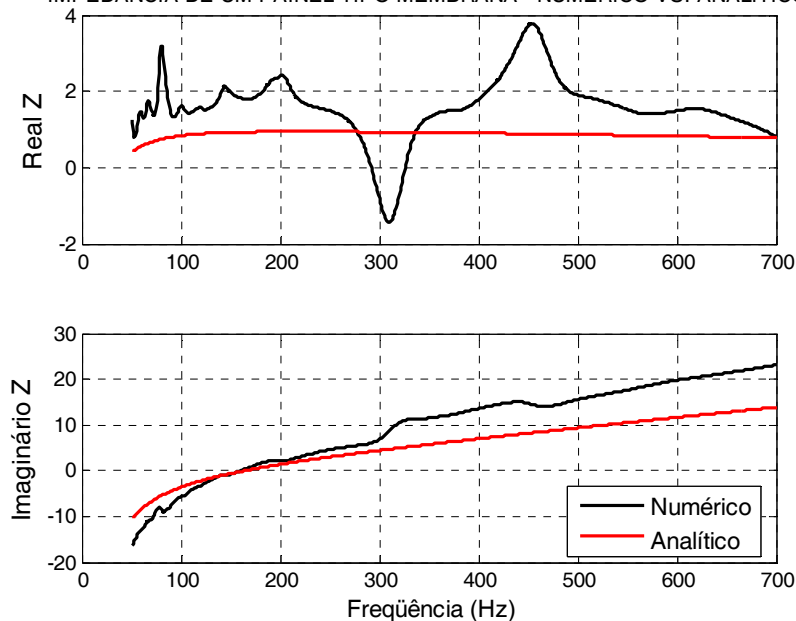


Figura 30 – Impedância normal de superfície (numérico vs. analítico).

Os picos secundários, que aparecem tanto na curva de coeficiente de absorção, quanto na curva da parte real da impedância, são devidos aos modos estruturais e modos acoplados (estrutural-acústico). A análise modal é realizada no modelo numérico e mostra que as frequências dos modos estruturais estão próximas das frequências dos modos acoplados. As

freqüências correspondentes aos picos, bem como aos modos (mais próximos a estes picos), podem ser observadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Picos secundários e modos próximos.

Pico na curva de absorção	Modo acoplado	Modo estrutural
80 Hz	80,06 Hz	80,29 Hz
205 Hz	206,07 Hz	206,18 Hz
305 Hz	305,20 Hz	305,33 Hz
458 Hz	460,17 Hz	460,20 Hz

As Figuras 31 e 32 mostram os modos estruturais e acoplados para a membrana. Como os modos são próximos, as distribuições são bastante similares, com pequenas diferenças entre os estruturais e os acoplados. A Figura 33 mostra os mesmos modos acoplados, porém para a cavidade do absorvedor.

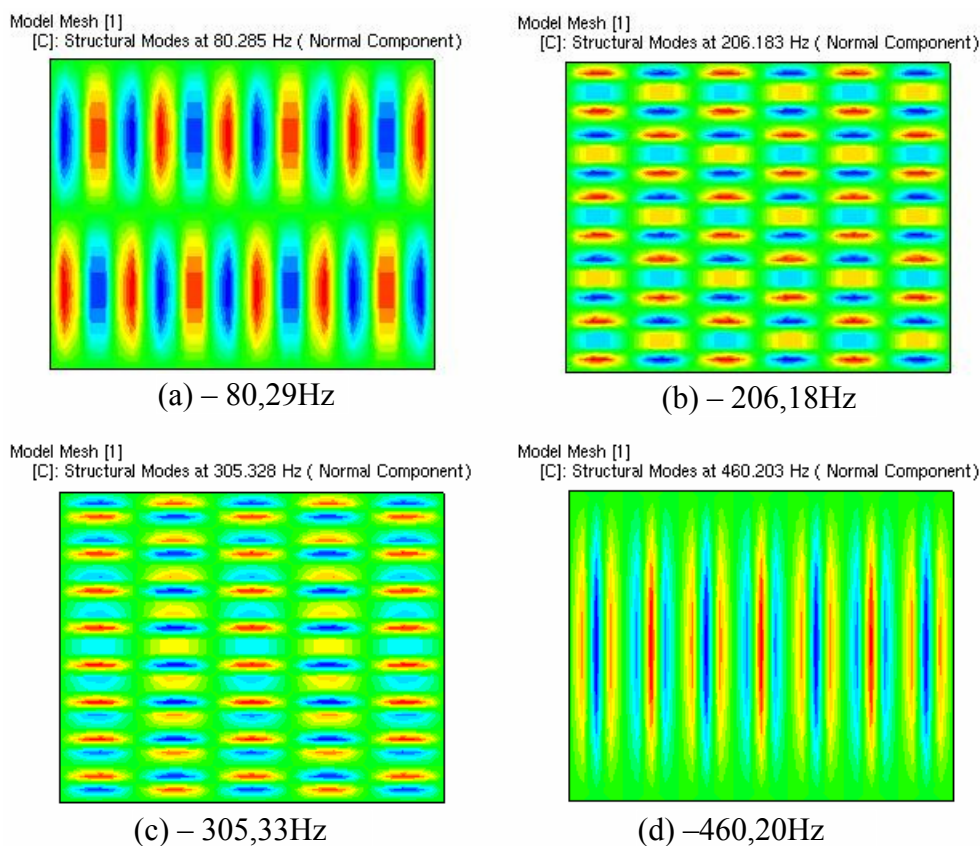


Figura 31 - Modos estruturais relacionados aos picos secundários.

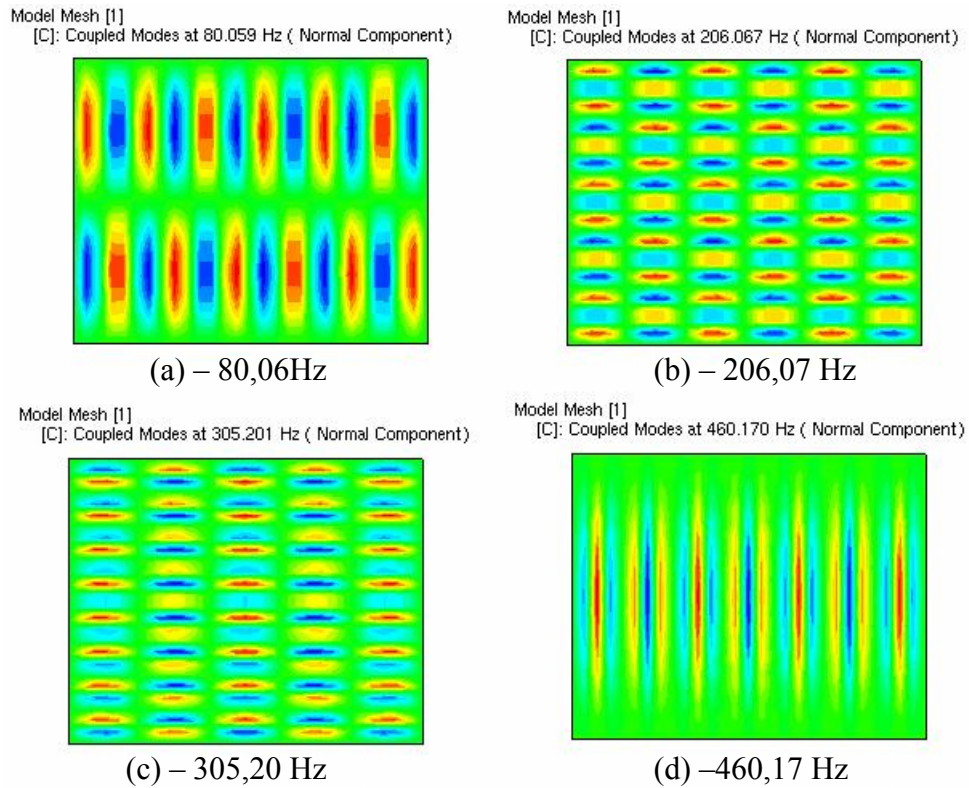


Figura 32 - Modos acoplados relacionados aos picos secundários.

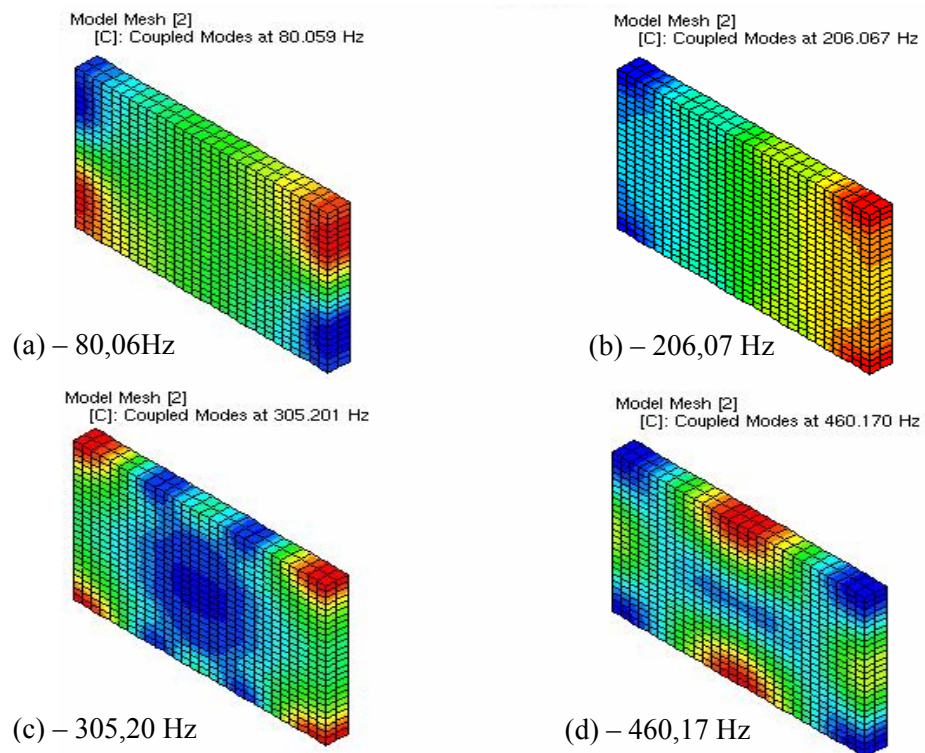


Figura 33 - Modos acoplados relacionados aos picos secundários (cavidade).

O modelo numérico será comparado com medições realizadas em câmara semi-anecóica e em tubo de impedância no capítulo seguinte. Dessa forma os modelos numéricos podem ser validados, bem como as limitações dos modelos e experimentos poderão ser observados. No Capítulo 6 modelos usando acoplamento fluido-estrutura serão utilizados para modelar a aplicação do absorvedor de membrana em tubos. Neste caso será utilizado o método dos elementos finitos (FEM) para a estrutura e o método dos elementos de contorno (BEM) para a malha acústica.

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE PAINÉIS TIPO MEMBRANA

Neste capítulo serão descritos os métodos de medição que podem ser usados para a obtenção da resposta de um absorvedor de membrana. Inicialmente, apresentam-se as técnicas encontradas na literatura. Posteriormente, apresentam-se os métodos de medição adotados neste trabalho, bem como os resultados obtidos, seguindo-se de uma análise crítica dos resultados e limitações inerentes.

5.1. Medição da resposta do absorvedor de membrana

Para o caso em que se quer obter o coeficiente de absorção experimental do absorvedor de membrana, em campo livre, existem basicamente duas formas de fazê-lo. A primeira consiste na determinação direta da razão de reflexão (R) e uso da Equação (2.16) para calcular o coeficiente de absorção. A segunda forma consiste em determinar a impedância acústica normal à superfície e, assim, determinar a razão de reflexão e o coeficiente de absorção pelas Equações (2.15) e (2.16) respectivamente. Pode-se, também, obter a resposta do absorvedor de membrana por meio da medição da aceleração da membrana.

Pode-se encontrar a razão de reflexão (R) medindo-se a distribuição de pressão em dois planos paralelos próximos à superfície da amostra. Em Tamura [14] e [15] um complexo método é descrito e testado para a medição da razão de reflexão. A complexidade deste método reside no fato de que é necessária a medição da pressão sonora em muitos pontos ao longo de um plano, o que gera a necessidade de certa automação às medições. Cita-se em Tamura [15] a necessidade de usar braços robóticos para movimentar os microfones. Estas dificuldades se somam com a complexidade matemática do método e a necessidade de que as amostras a serem medidas sejam de grandes dimensões, devido aos efeitos de difração, que aumentam em baixas frequências. Outro efeito importante é o da fonte sonora combinada com o tamanho da amostra.

Em contraste com o complexo método descrito acima, que se baseia na medição da razão de reflexão, existem os métodos baseados na medição da impedância, sendo, portanto necessário determinar a pressão sonora e a velocidade de partícula.

Segundo Allard e Sieben [16] é possível medir a impedância acústica normal à superfície usando uma sonda de dois microfones espaçados de uma distância conhecida (d_{12}). A técnica é

uma generalização da medição da impedância com dois microfones no tubo de impedância (incidência normal) e a sonda com dois microfones é semelhante a uma sonda de intensidade.

Tem-se, então, uma sonda com dois microfones M_1 e M_2 espaçados por uma distância d_{12} . A sonda é posicionada próxima à amostra do material a ser medida de forma que M_1 fique a alguns milímetros da superfície da amostra. A pressão e velocidade de partícula medida pela sonda são calculadas por:

$$p = \frac{P_2 + P_1}{2} \quad (5.1)$$

$$u = \frac{P_2 - P_1}{i\omega\rho_0 d_{12}} \quad (5.2)$$

Dividindo-se a Equação (5.1) pela (5.2) encontra-se a impedância (z_m) no ponto (M) médio entre M_1 e M_2 . A impedância z_m , após algumas manipulações algébricas, Resulta (Allard et al [16]):

$$\tilde{z}_m = i\omega\rho_0 d_{12} \left[\frac{H(\omega) + 1}{2 - 2H(\omega)} \right] \quad (5.3)$$

onde $H(\omega) = \frac{P_1}{P_2}$ é a razão entre as pressões medidas pelos microfones 1 e 2.

De acordo com Allard e Sieben [16], sendo d_M a distância do ponto médio (M) entre os microfones à amostra, e assumindo um campo acústico composto por ondas planas, a impedância normal à superfície é dada por:

$$\tilde{z}_s = \frac{\tilde{z}_m - i\rho_0 c_0 \tan(k d_M)}{\rho_0 c_0 - i\tilde{z}_m \tan(k d_M)} \quad (5.4)$$

Segundo Allard e Sieben [16], esta técnica apresenta erros de medição para frequências abaixo de 500 Hz. Estes erros se devem ao fato de que os valores de pressão (p_1 e p_2), medidos pelos microfones 1 e 2, se tornam muito próximos em baixas frequências. Com a mudança da distância entre os microfones este limite inferior de frequência pode diminuir, mas esta frequência limite acaba limitando esta técnica para a medição de absorvedores de membrana típicos, já que suas frequências de ressonância são em geral menores que 500 Hz.

Tendo em vista as dificuldades relacionadas às técnicas apresentadas procurou-se por uma alternativa. A técnica de medição escolhida se baseia num transdutor relativamente novo no mercado, o qual mede a velocidade de partícula acústica. Tal transdutor é fabricado pela *Microflow* e seu princípio de funcionamento baseia-se na anemometria de fio quente. O princípio de funcionamento do transdutor de velocidade consiste em dois fios aquecidos muito próximos. A medição se baseia na detecção da diferença de temperatura entre os dois sensores resistivos. Uma onda acústica em propagação causa uma transferência de calor entre um sensor e outro. A conseqüente diferença de temperatura causa uma variação temporal entre os valores das resistências que é proporcional à velocidade de partícula. Devido aos efeitos de difusão e capacidade térmica a sensibilidade do transdutor de velocidade de partícula decai com o aumento da frequência.

Pode-se usar também um sensor de velocidade de partícula e microfone de pressão integrados no mesmo transdutor. Este dispositivo, fabricado pela *Microflow*, é conhecido como sonda p-u. Assim pode-se medir ao mesmo tempo pressão e velocidade de partícula e, por conseqüência, a impedância.

5.2. Medição do absorvedor de membrana com a sonda p-u

Definido o uso da sonda p-u e escolhido o método de medição partiu-se para os procedimentos relacionados à medição em si. A primeira etapa consiste na calibração da sonda p-u. Os procedimentos de calibração são descritos por Laynoie et al [18]. Existem dois procedimentos de calibração possíveis: calibração usando um tubo de ondas estacionárias (*SWT* – *Standing Wave Tube*) e a calibração em campo livre.

A calibração no *SWT* usa um microfone de referência posicionado na parede refletora ($x = 0$) do tubo (fornecido com a sonda p-u pela *Microflow*). O transdutor a calibrar é colocado em $x = l$. Veja Figura 34.

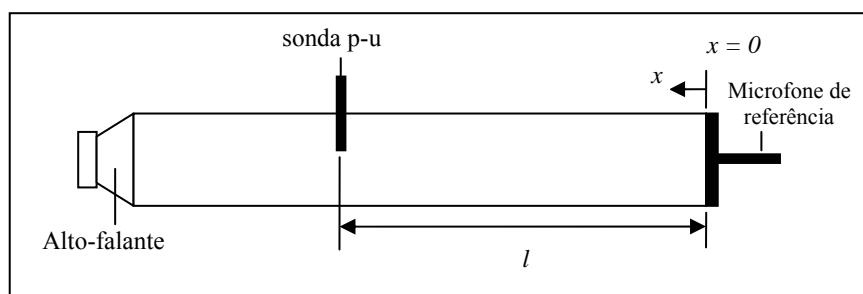


Figura 34 – Esquema do tubo para calibração da sonda p-u.

Duas razões são obtidas. A primeira entre a pressão medida em $x = l$ (pela sonda) e a pressão medida pelo microfone de referência ($x = 0$). A segunda razão entre a velocidade de partícula medida pela sonda p-u em $x = l$ e a pressão pelo microfone de referência ($x = 0$). Sabe-se da formulação analítica que estas razões devem ser:

$$\frac{P_{p-u}}{P_{ref}} = \cos(kl) \quad (5.5)$$

$$\frac{u_{p-u}}{P_{ref}} = \frac{1}{\rho_0 c} \sin(kl) \quad (5.6)$$

Idealmente, a fase entre velocidade e partícula e pressão deve variar entre $+90^\circ$ e -90° , de acordo com a Equação (5.7):

$$phase \left\{ \frac{u_{probe}}{P_{p-u}} \right\} = \pm 90^\circ \quad (5.7)$$

O método de calibração através do tubo *SWT* apresenta bons resultados na faixa de frequências de 100 Hz a 4000 Hz devido às dimensões do tubo, já que acima de 4000 Hz aparecem os primeiros modos transversais e abaixo de 100 Hz os comprimentos de onda são muito maiores que o comprimento do tubo.

Na calibração em campo livre a função de correção (*CF*) é a razão entre a impedância teórica do meio (z_0) e a impedância medida pela sonda p-u (z_m). A faixa de frequências é mais ampla (200 Hz a 20.000 Hz). As relações pertinentes, neste caso, são:

$$CF = \frac{z_0}{z_m} \quad (5.8)$$

$$z_0 = \rho_0 c_0 \frac{ikr}{ikr - 1} \quad (5.9)$$

sendo r a distância entre a fonte e o ponto de medição.

5.2.1. Calibração da sonda p-u (*Microflown*) no tubo SWT

Os equipamentos utilizados na calibração da sonda p-u (que podem ser vistos nas Figuras 35 e 36) e também na medição da resposta do painel de membrana, em câmara semi-anecóica, estão listados na Tabela 6.

O primeiro passo é a calibração do microfone de referência. Este foi calibrado (usando o calibrador de microfones com tom puro de 94dB e frequência de 1kHz) e colocado na extremidade rígida do tubo de forma que a extremidade do microfone ficasse rente à parede do tubo. A sonda p-u foi instalada na posição $x = l$ do tubo SWT.

A frequência de amostragem e o número de linhas espectrais foram escolhidos de modo que a discretização na frequência fosse de 1Hz. O ruído de excitação era ruído branco com frequências até 6400 Hz.

No passo seguinte foram definidas as funções de transferência a medir:

- pressão da sonda p-u pela pressão do microfone de referência (p_{p-u}/p_{ref});
- velocidade de partícula da sonda p-u pela pressão do microfone de referência (u_{p-u}/p_{ref});
- velocidade de partícula pela pressão da sonda p-u (u_{p-u}/p_{p-u}).

Tabela 6 – Lista de equipamentos para calibração.

Item	Descrição
1	Analisador de sinais B&K pulse 4 canais modelo 7533
2	Laptop HP com programa PULSE LabShop 9.0
3	Amplificador de potência B&K modelo 2706
4	Microfone B&K modelo 4189
5	Calibrador de microfone
6	Sonda p-u (<i>Microflown</i>)
7	Fonte alimentadora (DC) da sonda p-u (<i>Microflown</i>)
6	Tubo SWT com alto-falante

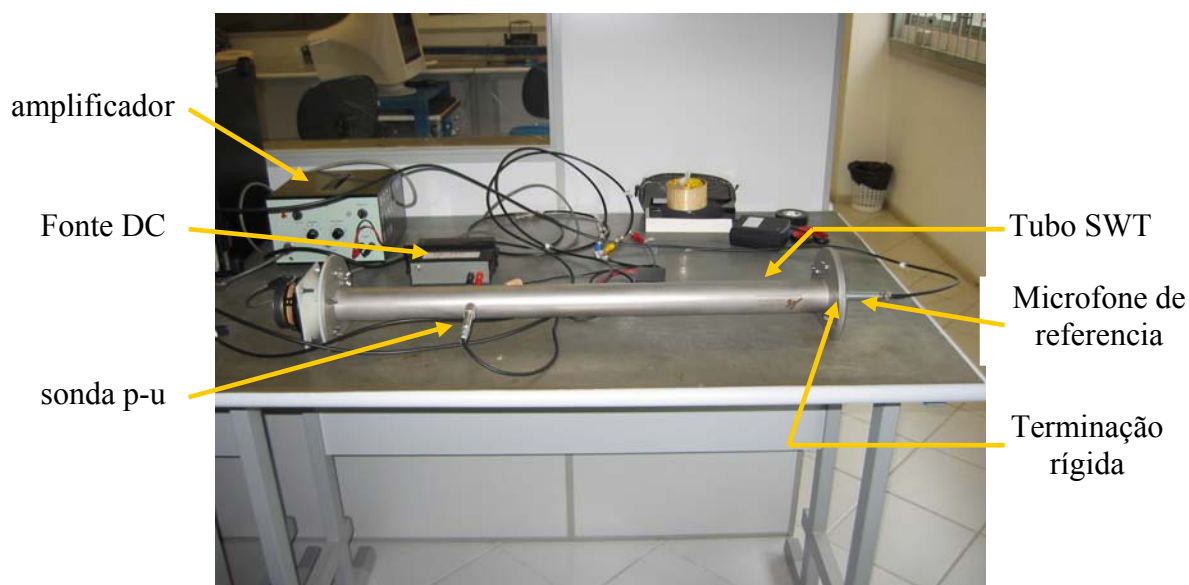


Figura 35 – Equipamentos utilizados na medição na sonda p-u da *Microflown*.

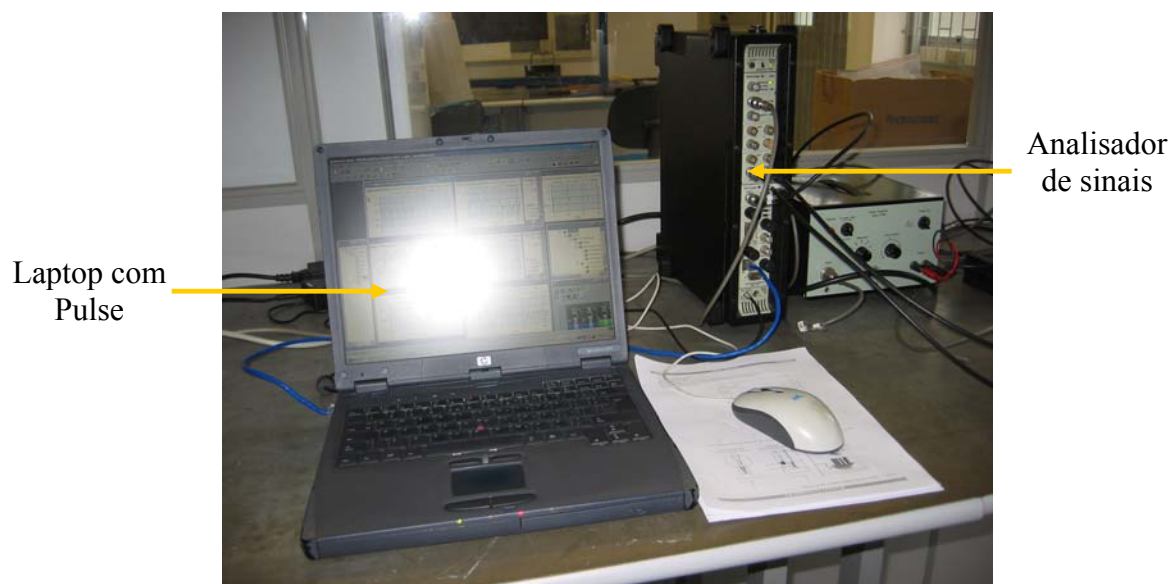


Figura 36 – Equipamentos utilizados na medição na sonda p-u (Laptop e analisador).

Também foi medida a coerência entre os sinais de velocidade de partícula e pressão da sonda p-u. Esta medição é importante, em primeiro lugar, para se avaliar a qualidade da medição e, também, para averiguar a correta orientação da sonda p-u, já que o sensor de velocidade de partícula, ao contrário de seu microfone, não é omnidirecional. A orientação errônea da sonda p-u acarretaria numa coerência baixa. O resultado da coerência pode ser visto na Figura 37.

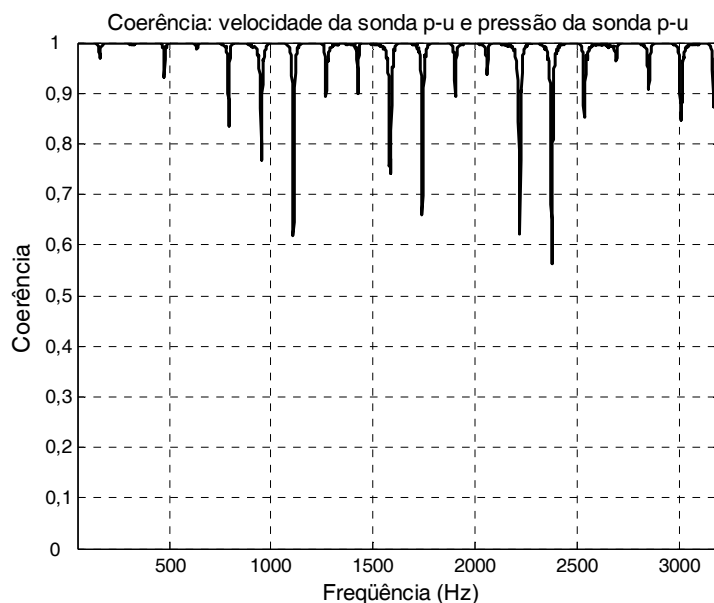


Figura 37 – Coerência entre os sinais de velocidade e pressão da sonda p-u.

As duas funções de transferência (p_{p-u}/p_{ref} e u_{p-u}/p_{ref}) estão mostradas nas Figuras 38 e 39. A fase entre os sinais de velocidade e pressão da sonda p-u pode ser vista na Figura 40. Ambas as funções de transferência apresentam resultados similares aos encontrados na literatura. A fase se comporta similar aos resultados encontrados em artigos técnicos até pouco acima de 1000 Hz, sofrendo desvios acima desta frequência.

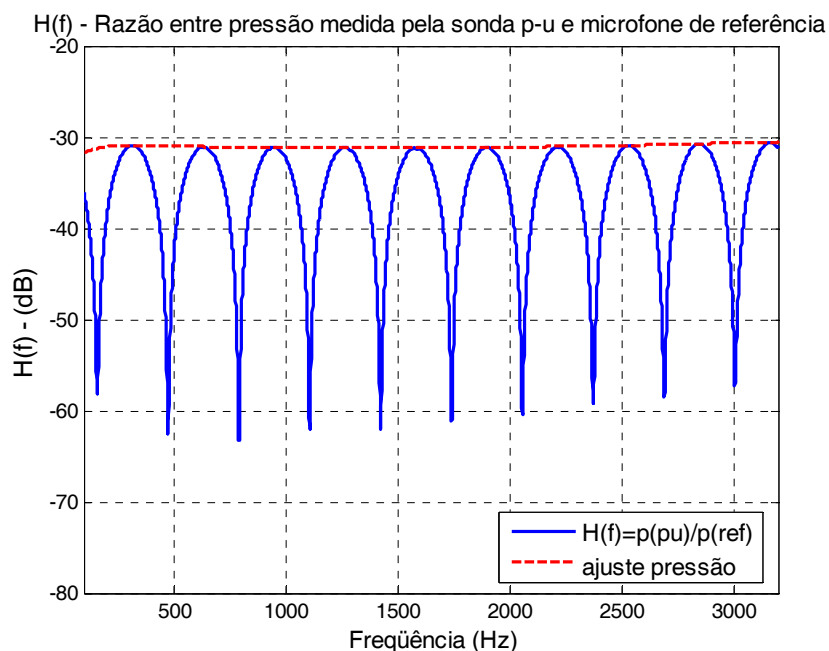


Figura 38 – $H(f)$ entre os sinais de pressão (sonda p-u) e pressão (referência).

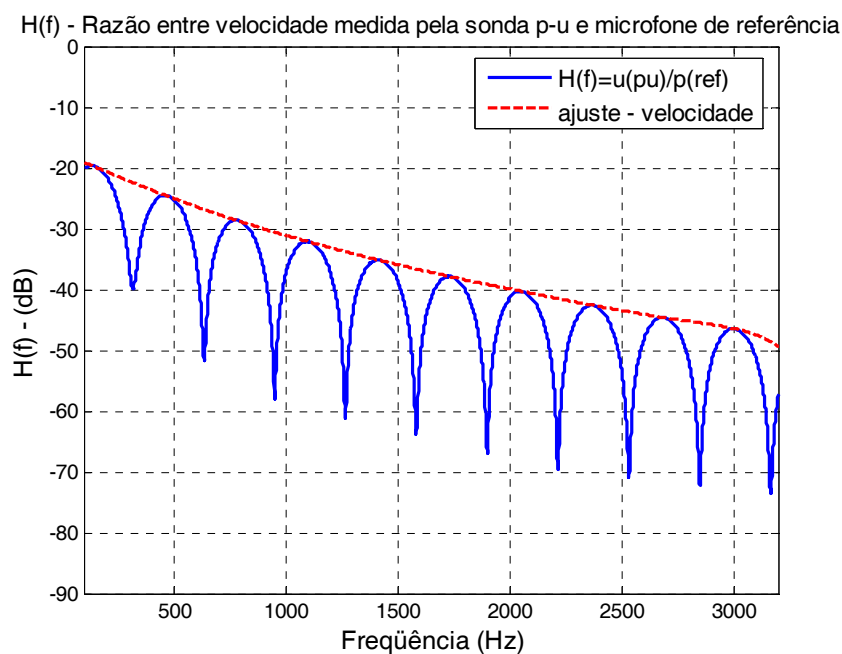


Figura 39 – $H(f)$ entre os sinais de velocidade (sonda p-u) e pressão (referência).

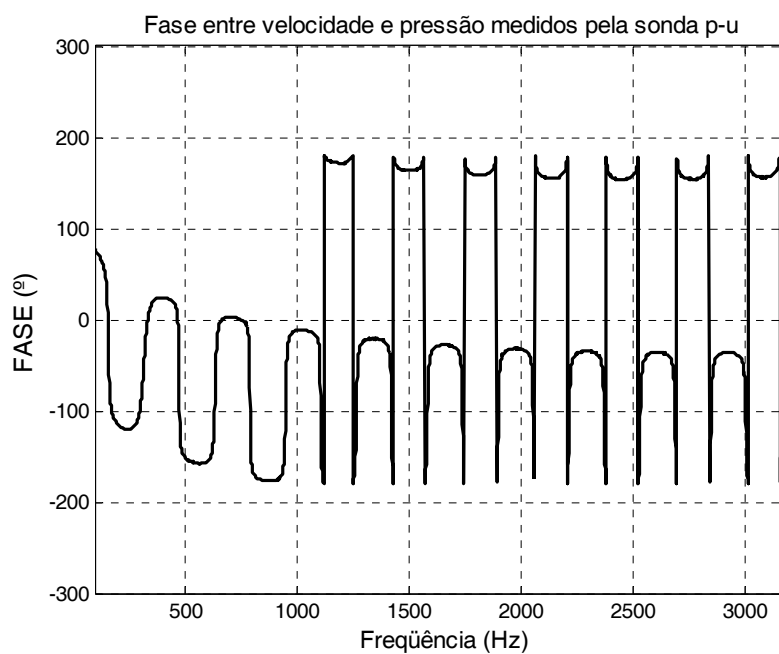


Figura 40 – Fase entre os sinais de velocidade (sonda p-u) e pressão (sonda p-u).

O passo seguinte consistiu em definir quais sensibilidades do transdutor de pressão ($sens_p$) e do transdutor de velocidade ($sens_u$) da sonda p-u. Isto é feito no pós processamento da calibração. $sens_p$ e $sens_u$ são dadas pelas curvas de ajuste (em vermelho) nas Figuras 38 e 39 respectivamente.

Sabe-se que a impedância teórica em um ponto $x = l$ de um tubo com terminação rígida e pressão unitária na entrada é dada pela Equação (5.10):

$$z_{teo}(l) = \rho_0 c_0 \frac{1 + e^{-2ikl}}{1 - e^{-2ikl}} \quad (5.10)$$

Sabe-se também que esta fase ideal varia entre $\pm 90^\circ$ (Equação (5.7)). Deve-se então corrigir a resposta de fase da sonda p-u e esta correção (*phase_up*) é a diferença entre a fase teórica (da impedância no ponto $x = l$) e a fase medida (Figura 40)

A etapa final da calibração é a definição da função de correção (*CF*) a ser multiplicada por todas as medições realizadas com a sonda p-u. Os dados *sens_p*, *sens_u* e *phase_up* foram armazenados em arquivos “.txt”, usados no pós processamento das medições para corrigir a resposta. Inicialmente todas as medições são realizadas com as sensibilidades de pressão e velocidade de partícula respectivamente iguais a $1V/Pa$ e $1V/ms^{-1}$. A função de correção, então, é dada por:

$$CF = \frac{sens_u}{sens_p} e^{i phase_up} \quad (5.11)$$

5.2.2. Medição do absorvedor de membrana em ambiente semi-anecóico

Para os testes foi escolhido um dos absorvedores de membrana da câmara reverberante do LVA / UFSC, com frequência de ressonância projetada para 160Hz. Tal painel possui uma cavidade de espessura $D=91mm$, com cerca de $60mm$ de material poroso encostados na parede rígida ($d_{ipor}=60mm$). A membrana é fabricada em PVC com densidade volumétrica de $\rho = 1400 [kg / m^3]$ e espessura $t=1mm$.

O painel foi montado na câmara semi-anecóica. Foram usados os equipamentos listados na Tabela 6, com uma caixa acústica adicional para a excitação do painel com ruído branco (ver Figura 41).

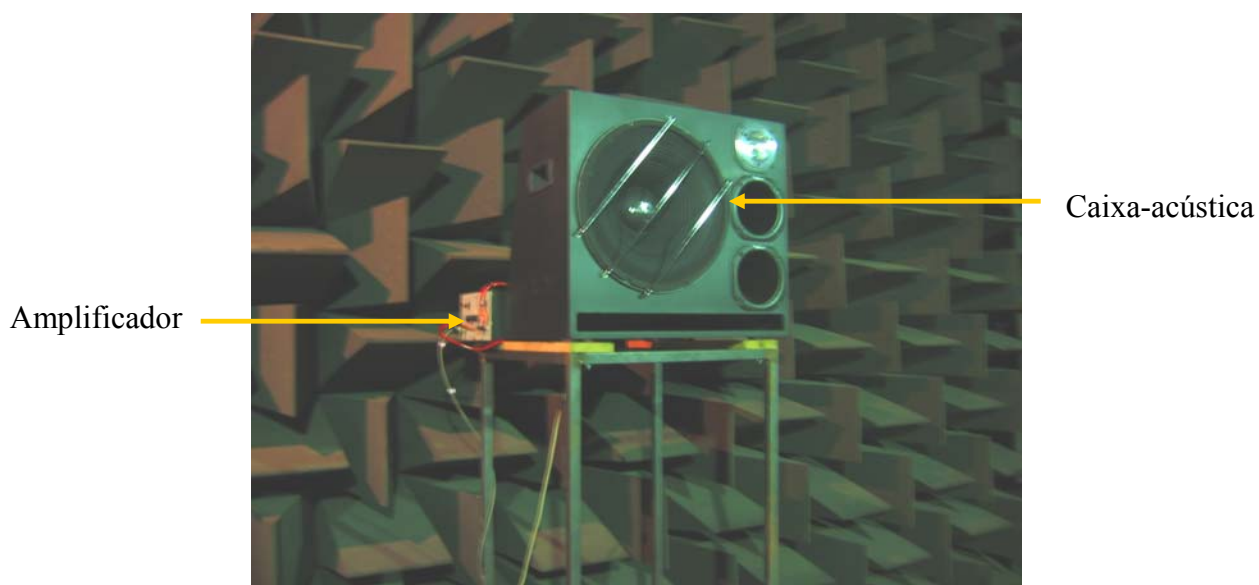


Figura 41 – Caixa-acústica na câmara semi-anecóica.

O painel de membrana foi suspenso no teto da câmara por fios de aço a uma distância de 3m da fonte sonora. Esta suspensão foi realizada para diminuir os efeitos das reflexões do piso. A sonda p-u era posicionada próximo à membrana (1cm). Sua posição era variada de forma a varrer toda a área da membrana.

O analisador digital de sinais PULSE (*Brüel & Kjær*) foi utilizado para a obtenção da função de transferência entre pressão e velocidade de partícula da sonda p-u. Mediu-se também a coerência entre estes sinais.

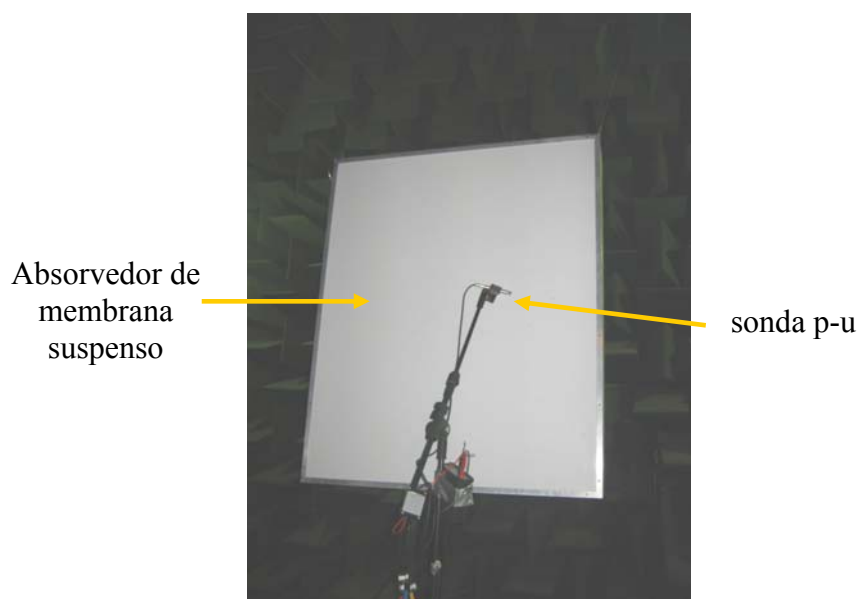


Figura 42 – Absorvedor de membrana na câmara semi-anecóica.

É extremamente difícil conseguir condições controladas que atendam às hipóteses de campo livre, ondas planas e incidência normal. Isto se deve às reflexões do piso da câmara semi-anecóica e também aos efeitos de difração nas bordas do absorvedor de membrana. Tais efeitos influenciam muito na resposta, especialmente porque as frequências de interesse são tipicamente baixas.

Outro aspecto importante e complicador nesta medição é o fato de que não foi possível obter resultados confiáveis de impedância e coeficiente de absorção. O experimento foi repetido várias vezes para se obter uma resposta mais coerente da impedância (destaca-se que a parte real negativa como incoerência física) e coeficiente de absorção. Várias medições foram realizadas mudando a posição do absorvedor de membrana e da fonte. Tentou-se também colocar a fonte no teto e o painel no chão. Cada tentativa era bastante dispendiosa em termos de tempo.

Por último, foi medida a velocidade de partícula (u_{p-u}/p_{p-u}) em pontos próximos da membrana, que pela condição da continuidade da velocidade é muito próxima à velocidade da membrana.

A Figura 44 mostra os resultados das medições para 5 pontos, cobrindo a área da membrana, e a média espacial destas medições. Em geral o que se pode observar é que as curvas experimentais têm a mesma tendência, sofrendo porém variações significativas com a mudança dos pontos de medição. Os pontos de medição podem ser vistos na Figura 43.

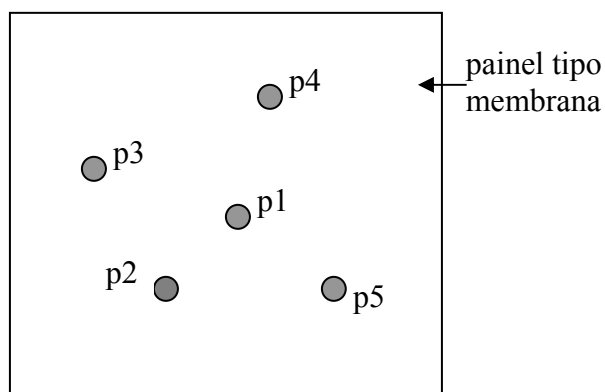


Figura 43 - Esquemas dos pontos de medição no painel tipo membrana.

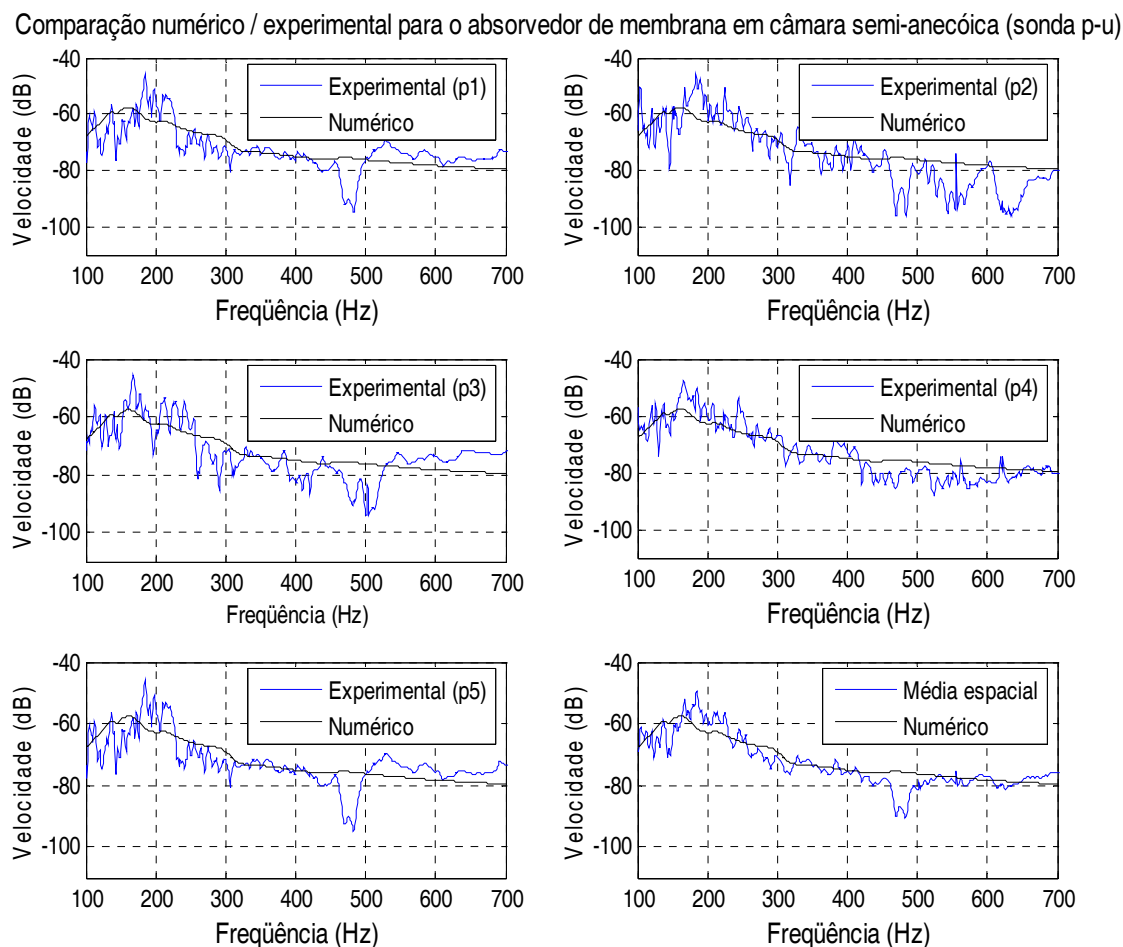


Figura 44 - Velocidade do absorvedor de membrana (experimental vs. numérico).

Em relação à comparação numérico-experimental, pode-se afirmar que a tendência da curva experimental é semelhante a dos resultados numéricos. Em alguns pontos a ressonância principal está deslocada, porém as amplitudes são bastante semelhantes. A média espacial da velocidade é a que apresenta melhor concordância com o resultado numérico (Figura 44).

O fato dos resultados não serem iguais se deve à dificuldade em se obter condições de campo acústico ideais que o modelo numérico assume (campo livre, ondas planas e incidência normal). No entanto, observa-se que as curvas experimentais apresentam claramente a ressonância principal, o decaimento com o aumento da frequência e também algumas ressonâncias secundárias tal qual o modelo numérico. Na Figura 45 vê-se a coerência, que de certa forma expressa a qualidade da medição, em relação à frequência. Resultados confiáveis devem ter coerência próxima de 1. Especialmente em baixas frequências é difícil obter uma medição com alta coerência (devido à dificuldade de se obter as condições ideais de campo

acústico). Estas dificuldades na medição levam a ressalvas quanto a uma comparação numérico experimental definitiva, embora a tendência das curvas numérico e experimentais se assemelhem.

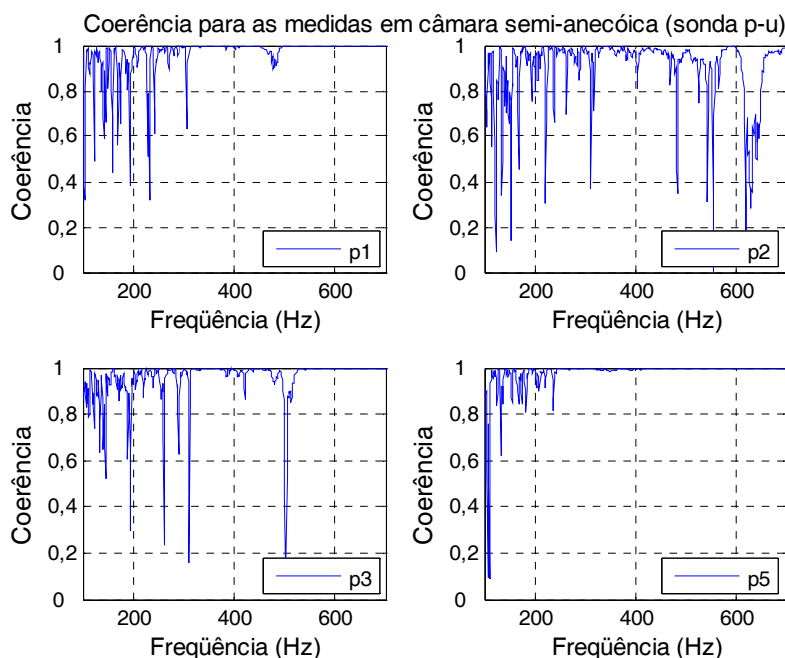


Figura 45 – Coerência da medição em câmara semi-aneecóica com a sonda p-u.

5.2.3. Medição do absorvedor de membrana em câmara semi-aneecóica (usando acelerômetro)

Tendo em vista as discrepâncias encontradas entre os resultados numéricos e experimentais da velocidade da membrana, o experimento foi reconduzido usando um acelerômetro para se medir a velocidade da membrana e um microfone bem próximo a este, com o qual se media a pressão sobre a membrana do absorvedor. Dividindo o sinal de aceleração pelo sinal de pressão obtém-se a resposta do absorvedor.

Os equipamentos utilizados neste experimento são os mesmos do caso anterior com a adição do acelerômetro de carga B&K 4393 (com massa de 2,4g) e um pré-amplificador (PCB 422E12 de sensibilidade $10mV/pC$), que transforma o sinal de carga do acelerômetro em um sinal de tensão.

As condições de montagem do experimento, em termos de posicionamento do absorvedor de membrana e da fonte sonora, são as mesmas do caso anterior. A Figura 46 mostra a montagem do acelerômetro e do microfone.

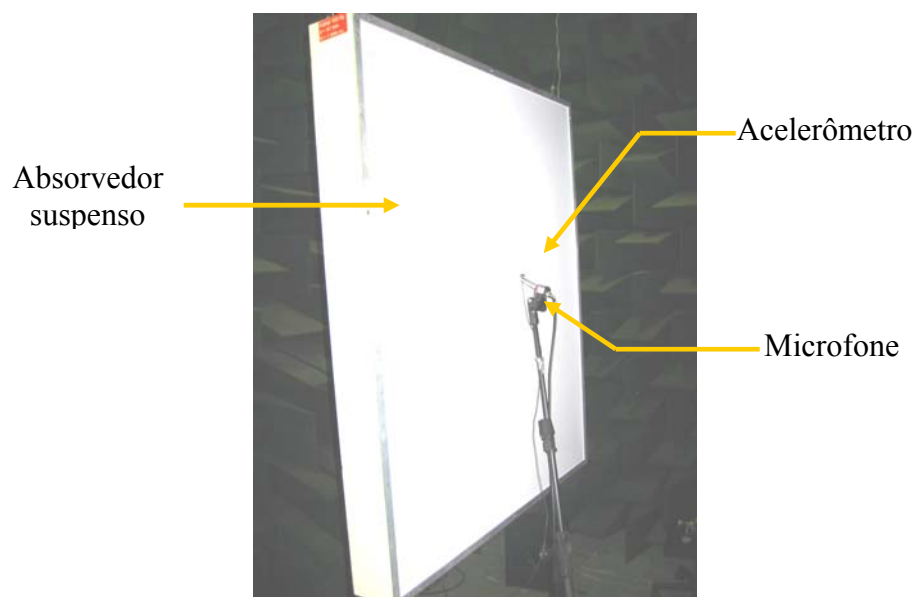


Figura 46 – Absorvedor de membrana na câmara semi-anecóica (medição com acelerômetro).

Os sinais de aceleração (acelerômetro) e de pressão (microfone) foram adquiridos através do analisador digital de sinais PULSE. Estes sinais foram pós-processados para se obter a razão entre velocidade da membrana e pressão incidente. Da mesma forma que no caso da medição com a sonda p-u, é extremamente difícil conseguir condições controladas que atendam às hipóteses do modelo numérico e analítico.

Sete pontos cobrindo a área da membrana foram medidos. Na Figura 47 vê-se a velocidade média medida em comparação com a resposta encontrada no modelo numérico. Em relação à comparação numérico-experimental, pode-se afirmar que a tendência da curva experimental está em boa concordância com a numérica, exceto nas altas frequências. Este desvio se deve ao fato de que a rigidez da membrana aumenta em altas frequências, o que torna sua movimentação mais difícil. No modelo numérico a rigidez da membrana é constante com a frequência. Tem-se também que, da mesma forma que a medição anterior, a ressonância principal aparece deslocada, porém as amplitudes são bastante semelhantes. Observa-se que melhores resultados foram obtidos neste experimento, servindo para validar o modelo numérico destes painéis, pelo menos na região de ressonância do absorvedor de membrana.

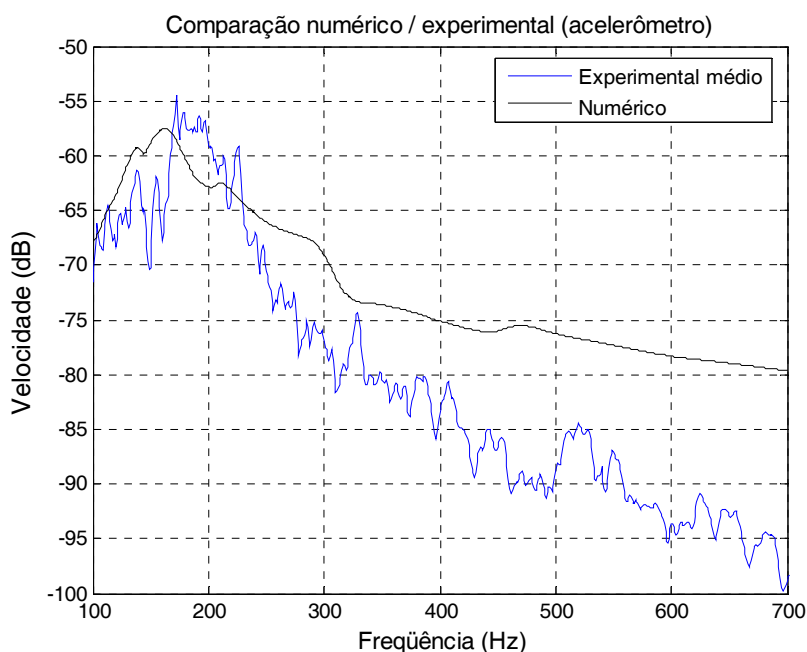


Figura 47 – Resposta média do absorvedor de membrana (acelerômetro).

5.2.4. Medição do absorvedor de membrana em tubo SWT com a sonda p-u

Tendo em vista que nas medições em câmara semi-anecóica não se tem muito controle sobre o campo acústico à frente do painel, devido às difrações que este causa à onda incidente, propõe-se nesta sessão a medição da resposta de protótipos de absorvedores de membrana em um tubo de impedância (SWT) (mesmo tubo da Figura 35), usando a sonda p-u.

Foram confeccionados cinco protótipos bastante simples para serem colocados no interior do tubo *SWT*. Os protótipos tinham um esqueleto cilíndrico oco feito de uma membrana de PVC com comprimento de $L=35mm$ e diâmetro de $45mm$. No topo deste esqueleto cilíndrico era colada a membrana. Foram usadas cinco membranas diferentes (cinco protótipos). Uma das membranas foi um balão de festa (em azul na Figura 48) que seria usado em experiências posteriores onde se aplicaria o absorvedor de membrana em um tubo cilíndrico e *muffler*. A segunda membrana era confeccionada com material de luva cirúrgica (em branco). As outras três membranas eram de borracha. Tais membranas foram nomeadas como BV1, BV2 e BV3, eram fabricadas com o mesmo material, porém com espessuras diferentes.

Material poroso podia ser colocado no interior do cilindro de PVC. Duas amostras de materiais porosos foram utilizadas. A primeira era uma amostra de espuma acústica com espessura $d_{ipor}=35mm$. O outro material era lã mineral com espessura $d_{ipor}=20mm$. As amostras de material poroso eram posicionadas no interior do cilindro de forma que ficassem $5mm$ (para a

espuma) e 15mm (para a lã mineral) distantes da membrana. O absorvedor de membrana era posicionado no interior do tubo (SWT) contra parede rígida, podendo formar três absorvedores distintos para cada protótipo. Um com cavidade total com espessura de 35mm (D) sem material poroso no interior, outro com cavidade de 35mm (D) e com 20mm (d_{ipor}) de amostra de lã mineral, e um terceiro com 40mm (D) de cavidade e 35mm de espuma (d_{ipor}). Ver Tabela 7. Um esquema e os protótipos podem ser vistos na Figura 48.

Tabela 7 - Tipos de preenchimento da cavidade dos protótipos de absorvedores de membrana.

Preenchimento	D [mm]	d_{ipor} [mm]
Vazio	35	0
Espuma	40	35
Lã mineral	35	30

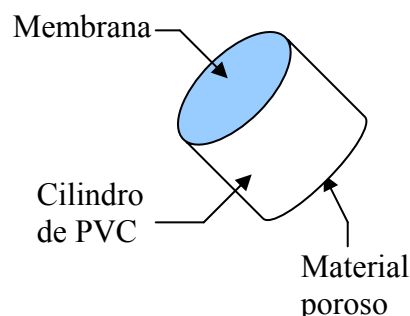


Figura 48 – Protótipos de absorvedores de membrana.

Neste experimento observou-se que o método de calibração proposto no Item 5.2.1 apresenta bons resultados para a correção da amplitude, porém a correção da fase é menos precisa, o que implica em erros na medição do coeficiente de absorção. Propõe-se, então, um método de calibração alternativo.

O primeiro passo era medir a impedância acústica com a sonda p-u (em $x = l$) para o tubo com uma terminação rígida. Como se sabe da solução da equação de onda com as condições de contorno dadas, a impedância teórica, que deveria ser medida pela sonda p-u, é dada na Equação (5.10). A amplitude e fase da impedância teórica podem ser vistas nas Figuras 49 e 50, respectivamente. A amplitude da impedância medida pela sonda p-u em $x = l$ pode ser vista na Figura 51.

O fator de correção antes dado na Equação (5.11) é agora definido pela razão entre a impedância teórica e a impedância medida no tubo com a terminação rígida. Este método é análogo ao método de calibração em campo livre. A nova função de correção obtida é:

$$CF = \frac{z_{teo}(l)}{z_{med}(l)} \quad (5.12)$$

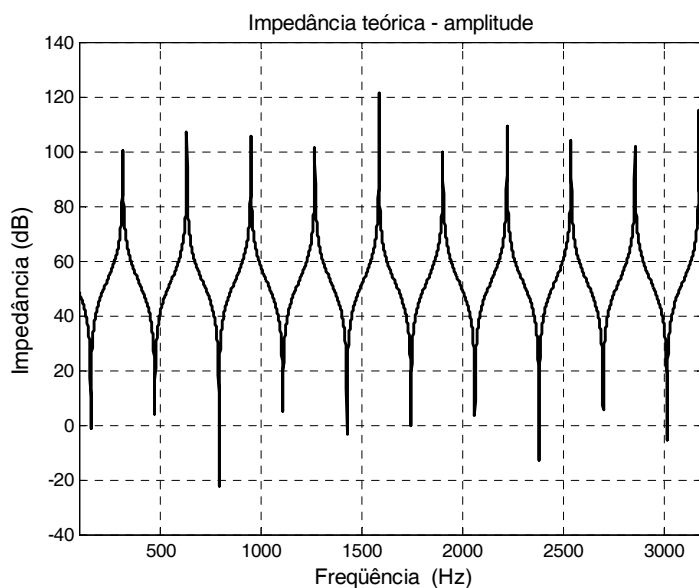


Figura 49 – Amplitude da impedância teórica do tubo com terminação rígida em $x = l$.

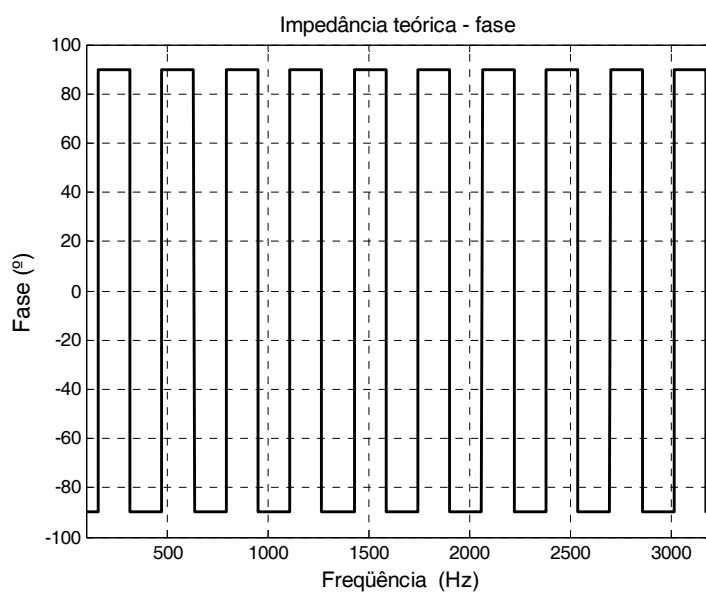


Figura 50 – Fase da impedância teórica do tubo com terminação rígida em $x = l$.

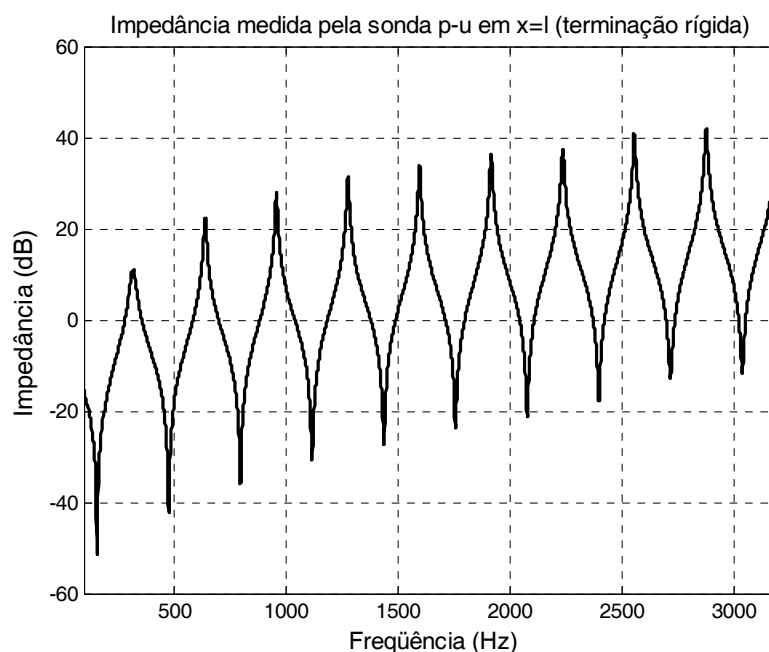


Figura 51 – Amplitude da impedância medida no tubo com terminação rígida em $x = l$.

Embora este método de calibração tenha se mostrado melhor, deve-se mencionar que nos pontos onde a coerência (Figura 37), medida com o tubo com terminação rígida, é baixa, a curva de coeficiente de absorção apresenta comportamento errôneo. Deve-se então fazer um ajuste (*fit*) desta curva, tomando-se como pontos válidos àqueles em que a coerência é satisfatoriamente alta.

Primeiramente, foram medidas as duas amostras de material poroso: espuma ($D=35mm$) e lã mineral ($D=20mm$). Veja Figura 52, onde se comparam os valores medidos com valores fornecidos por um fabricante [40].

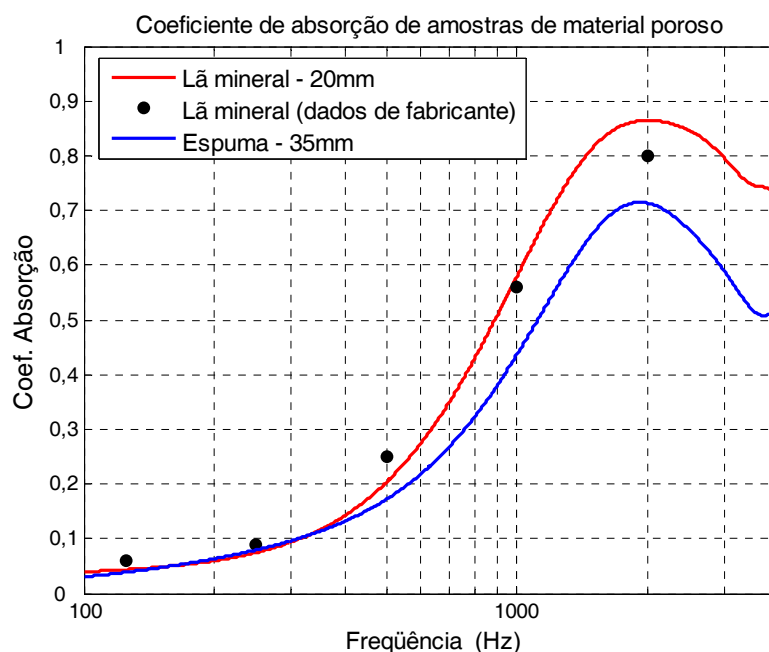


Figura 52 – Coeficiente de absorção dos materiais porosos.

Embora a lã mineral tenha menor espessura, apresenta valores de coeficiente de absorção maior que da espuma. Isto se deve ao fato de que a espuma tem um esqueleto de estrutura rígida, enquanto que a lã mineral tem um esqueleto com estrutura flexível que, ao vibrar sob a ação de uma onda sonora, provoca maiores perdas.

Cada protótipo de absorvedor de membrana foi medido de três maneiras distintas. A primeira com espuma na cavidade, a segunda com lã mineral na cavidade e a terceira sem material acústico na cavidade. Têm-se então 15 medições. As Figuras 53 a 55 mostram o comportamento de cada painel de membrana em relação ao tipo de preenchimento da cavidade.

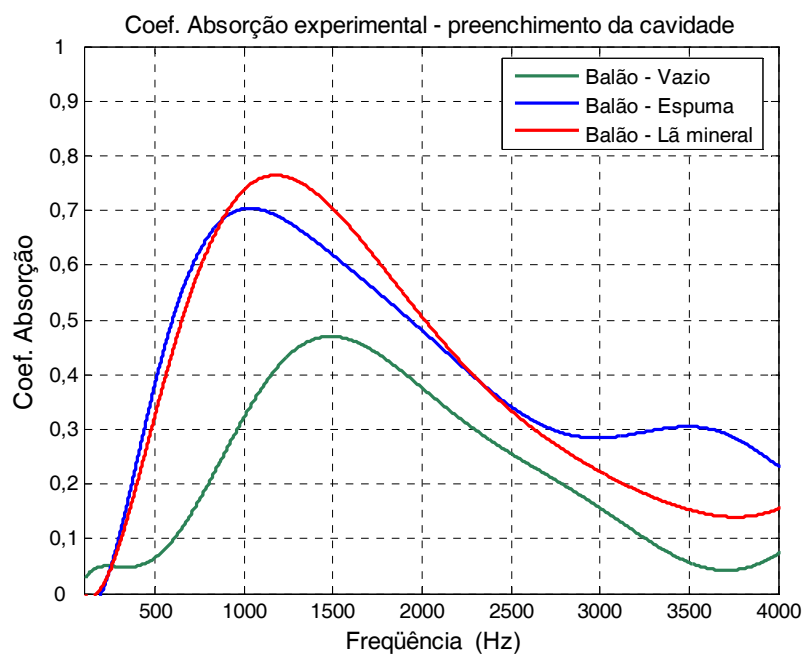


Figura 53 – Membrana tipo balão (avaliação do preenchimento da cavidade).

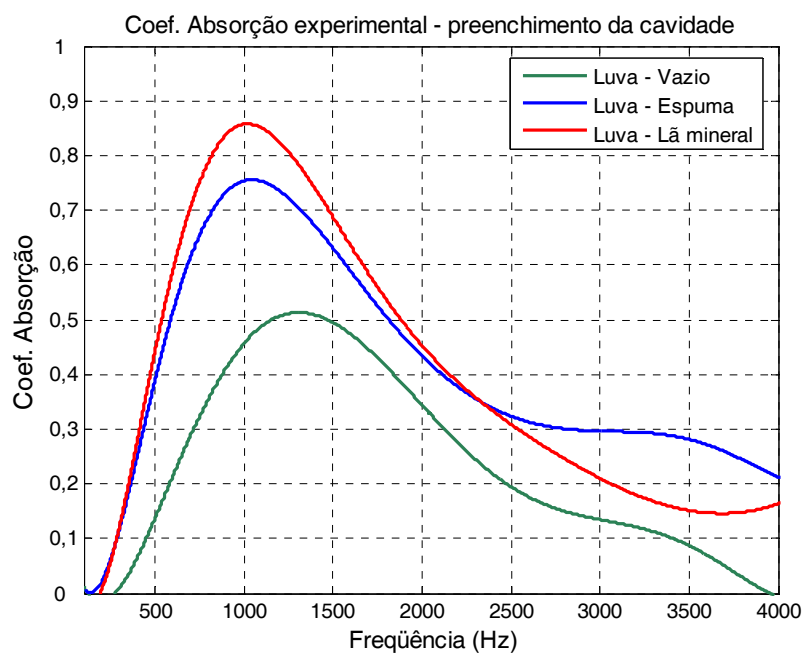


Figura 54 – Membrana tipo luva (avaliação do preenchimento da cavidade).

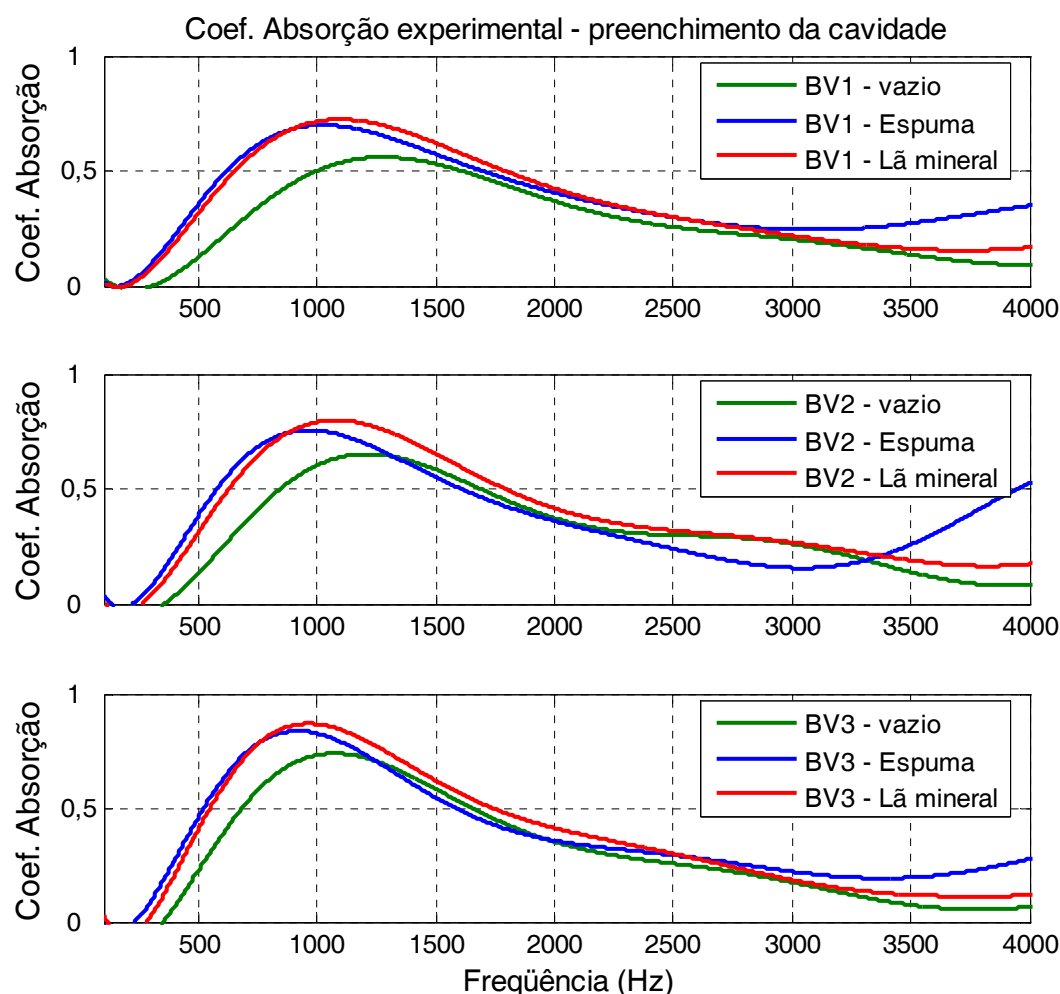


Figura 55 - Membrana tipo borracha (avaliação do preenchimento da cavidade).

Em todas as medições nota-se que, para os casos onde as cavidades estão sem material poroso, o coeficiente de absorção é menor em relação aos demais. Tal fato está de acordo com a teoria, já que para a cavidade vazia não existe o amortecimento proporcionado pelo material poroso. O amortecimento é propiciado então pelo amortecimento da membrana, que inclui as perdas estruturais da membrana e relativas à montagem da membrana.

O que também se pode notar é que em todas as medições a cavidade com espuma tem uma frequência de ressonância um pouco menor. Isto se deve ao fato de que como a espuma tem $d_{ipor}=35mm$ e a lã mineral $d_{ipor}=20mm$, na prática, a cavidade com espuma tem profundidade $D=40mm$ e a cavidade sem material e com lã mineral tem cavidade $D=35mm$. Isto condiz com o fato de que quanto mais espessa for a cavidade, menor é a frequência de ressonância (Equações (3.31) e (3.32)). Também se nota claramente que as cavidades com lã mineral apresentam um

coeficiente de absorção maior, o que condiz com o fato de que a lã mineral tem um amortecimento maior, fato já mostrado na Figura 52.

Foram também comparadas as diferentes membranas entre si mantendo-se o preenchimento da cavidade constante. A membrana BV3 é mais espessa que a membrana BV2 e esta por sua vez é mais espessa que a membrana BV1. Nas Figuras 56 a 58 observa-se que o aumento da espessura leva à diminuição da frequência de ressonância, o que está previsto em teoria (Equações (3.31) e (3.32)). O que se pode notar também é que membranas mais finas (balão) tendem a ter uma banda de absorção mais larga e membranas mais espessas uma banda de absorção mais estreita. Isto é observado no modelo analítico e ocorre porque, como a rigidez e o amortecimento são constantes, a diminuição da massa (num sistema de um grau de liberdade) leva ao aumento da banda de absorção e diminuição do coeficiente de absorção.

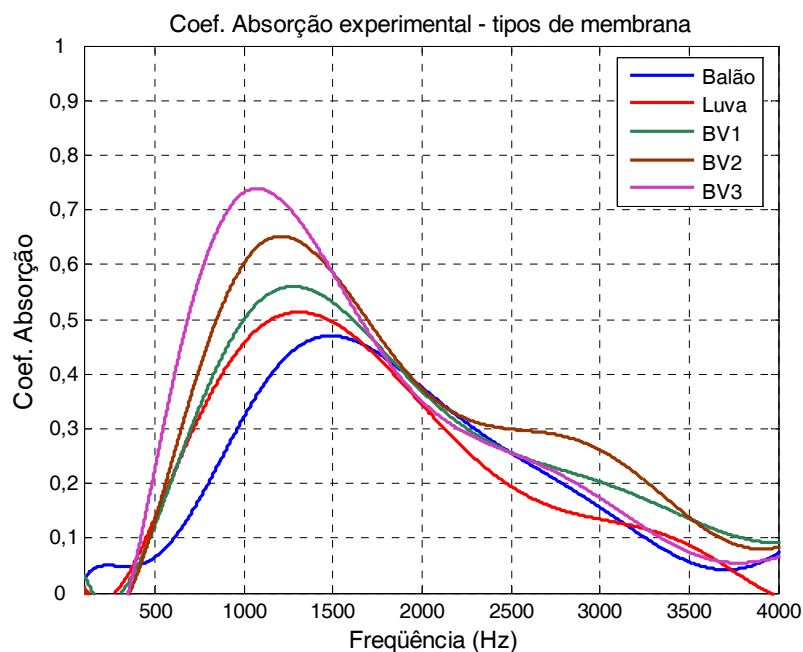


Figura 56 – Comparação entre membranas (cavidade vazia).

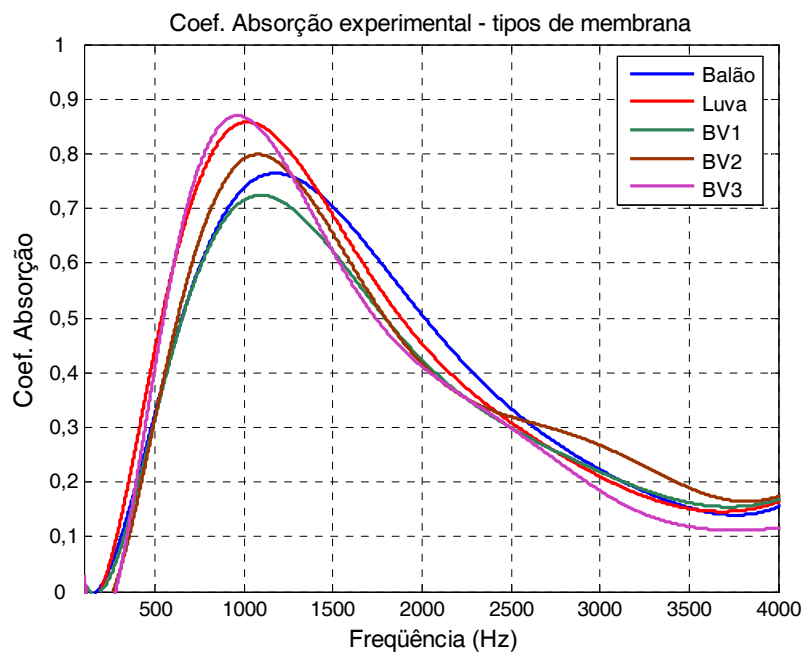


Figura 57 – Comparação entre membranas (cavidade com lã mineral).

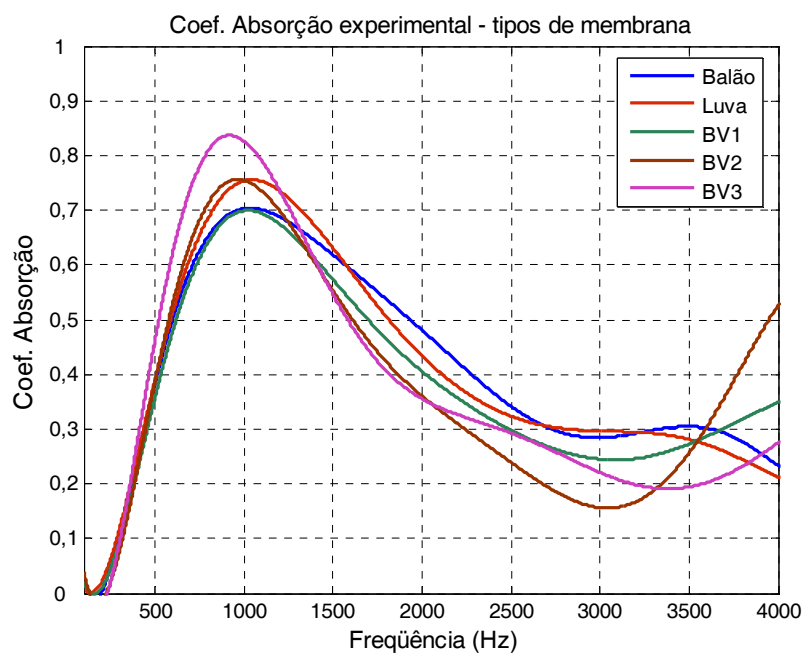


Figura 58 – Comparação entre membranas (cavidade com espuma).

5.3. Simulação numérica dos pequenos protótipos

De acordo com o método descrito no Capítulo 4, simulou-se o painel de membrana cuja cavidade possuía uma espessura total $D=35\text{mm}$, com lã mineral, no interior, com espessura $d_{\text{ipor}}=20\text{mm}$. Dessa forma, a espessura do colchão de ar era de 15mm . As simulações foram

realizadas com frequência máxima de 4000 Hz. Dessa forma, a malha estrutural possui 210 elementos QUAD4 e a malha acústica 840 elementos HEXA8. As condições de contorno são as mesmas das descritas no Capítulo 4. As malhas podem ser vistas na Figura 59.

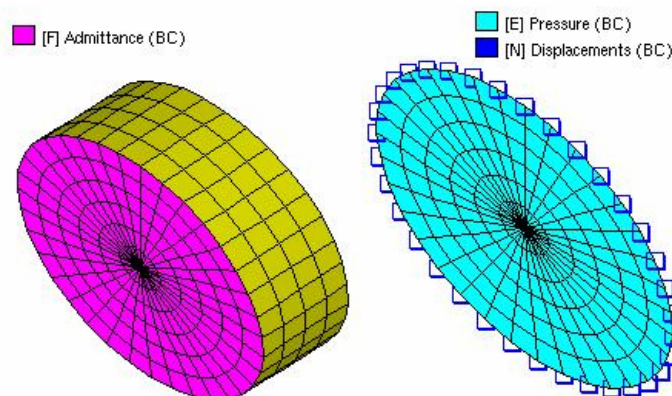


Figura 59 – Malhas do absorvedor de membrana medido no tubo SWT.

Primeiramente diversas simulações foram realizadas variando-se a resistividade do material acústico na cavidade. Observa-se que, nas simulações em que a resistividade é maior, o coeficiente de absorção atinge valores maiores, bem como possui uma banda de absorção mais larga (Figura 60). Isto é reflexo de uma maior parte real da impedância normal à superfície, já que esta cresce em torno da frequência de ressonância com o aumento da resistividade (Figura 61).

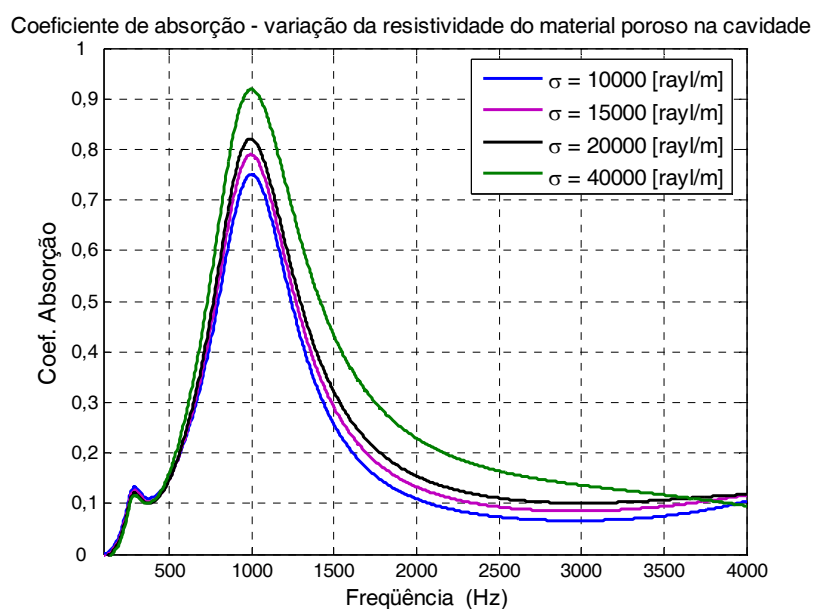


Figura 60 - coeficiente de absorção numérico do protótipo do absorvedor de membrana.

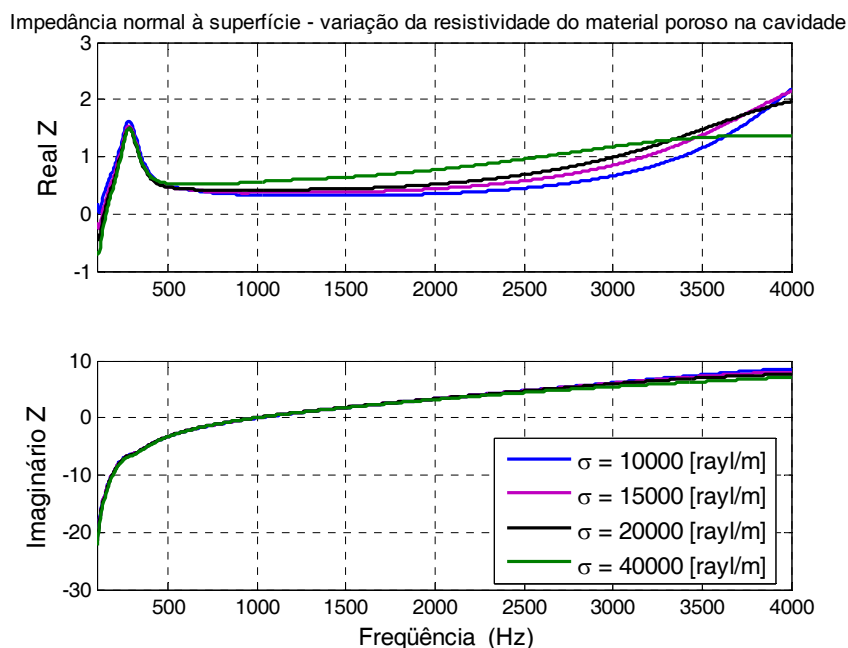


Figura 61 - Impedância normal à superfície (numérica) do protótipo do absorvedor de membrana.

A Figura 62 mostra a comparação dos modelos numérico e analítico em relação ao protótipo do absorvedor de membrana medido. As propriedades estruturais são: $E = 10,0$ [MPa], $\rho = 700$ [kg/m³], $t = 0,09$ [mm] e $\sigma_p = 0,5$. O amortecimento na forma de fator de perda η_s é igual a 0,5. Observa-se que a frequência de ressonância para os modelos numérico e experimental tem valor bastante similar ao valor encontrado no experimento. A máxima absorção do modelo numérico também é bastante similar à do experimento. No caso do modelo analítico, a máxima absorção é bem menor que a encontrada no experimento e simulação. Isto se deve ao fato de que o modelo analítico não considera perdas estruturais e nem mesmo faz alguma relação com a geometria do painel, já que diferentes geometrias geram diferentes modos acústicos na cavidade e diferentes modos estruturais na membrana e tais modos têm influência no comportamento do absorvedor de membrana. No entanto, não se pode afirmar até aqui de que maneira a geometria do painel de membrana influencie no seu comportamento.

Outro fator a ser observado é que a largura de banda de absorção do modelo numérico é menor que a medida. Isto provavelmente ocorre porque, no experimento, a rigidez da membrana não aumenta tanto com a frequência, ao contrário do absorvedor de membrana da Seção 5.2.3. No modelo analítico a largura de banda de absorção é mais próxima do experimento. Estes fatores e outros ligados à simplicidade dos protótipos tornam os desvios dos modelos numérico e

experimental aceitáveis. A confecção de protótipos mais robustos e experimentos mais controlados deve ser alvo da continuação deste trabalho.

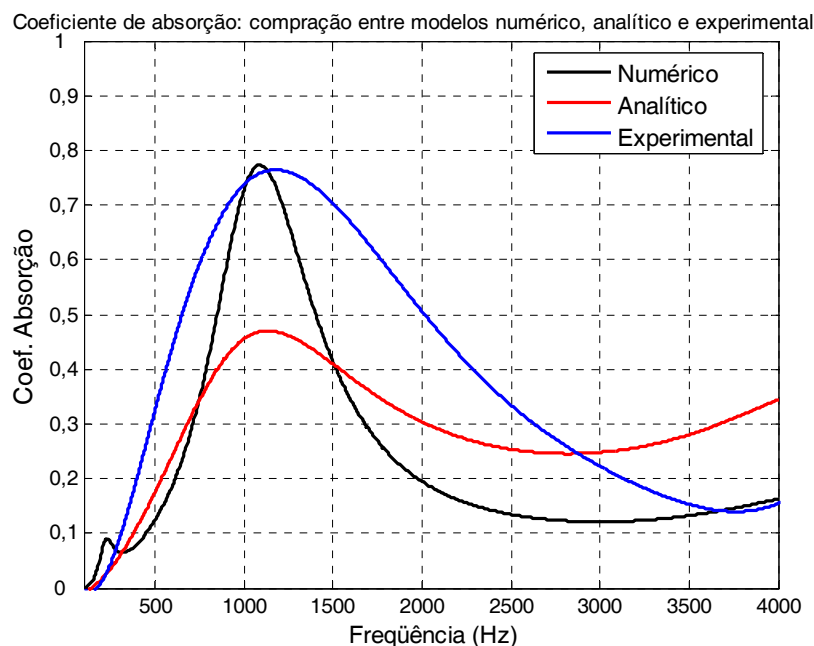


Figura 62 - Comparação numérico / experimental para o protótipo do absorvedor de membrana.

O que se pode concluir dos experimentos e comparações numérico-experimentais apresentadas neste capítulo é que, por um lado existem limitações nos experimentos, tanto por fatores sobre os quais não se tem controle (como difração e reflexões indesejadas), como por fatores ligados à confecção de protótipos, que podem ser melhorados em trabalhos posteriores. Por outro lado, existem limitações nos modelos numéricos quanto à representação realística do absorvedor de membrana. O não conhecimento de como a rigidez da membrana e o amortecimento (η_s) são afetados com o aumento da frequência, e o fato de que em alguns experimentos a membrana é colocada sob tensão (o que não é representado pelo modelo numérico), se mostram fatores limitantes na representação realística do modelo numérico. No entanto, as comparações numérico-experimentais mostram, em todos os casos apresentados neste capítulo, um comportamento similar no que se refere ao valor do coeficiente de absorção e da frequência de ressonância (ao menos nesta região do espectro). Estas similaridades servem para validar o modelo numérico, embora melhorias nos modelos e experimentos devam ser buscadas em trabalhos futuros.

CAPÍTULO 6

APLICAÇÃO DO ABSORVEDOR DE MEMBRANA EM TUBOS

Neste capítulo propõe-se avaliar como o absorvedor de membrana afeta a função de transferência de um tubo. Para se chegar a esta resposta serão realizadas medições e comparações entre as medições e os modelos numéricos e analíticos (quando esta se aplicar), em tubo de paredes rígidas e em tubo com absorvedor de membrana.

6.1. Propagação sonora em um tubo rígido

O primeiro passo na avaliação de como o absorvedor de membrana afeta a função de transferência de um tubo é conhecer a função de transferência do tubo de paredes rígidas.

Seja um tubo cilíndrico de comprimento L e raio interno a . Este tubo tem as duas extremidades abertas. Em $x = 0$ impõe-se uma pressão acústica unitária. A outra extremidade é deixada aberta ao ambiente. Esta terminação ($x = L$) possui uma impedância de radiação \tilde{z}_{RAD} .

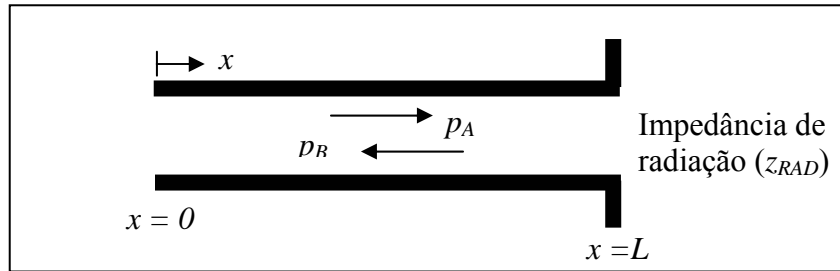


Figura 63 - Propagação sonora em um tubo cilíndrico.

Em $x = L$ a terminação do tubo é não flangeada. Segundo Pierce [2] esta terminação tem uma impedância de radiação que pode ser aproximada pela Equação (6.1), quando o produto do número de onda pelo raio do tubo for menor que 1 ($ka < 1$):

$$\tilde{z}_{RAD} = \rho_0 c_0 \left[\frac{1}{4} (ka)^2 + i 0,6133 (ka) \right] \quad (6.1)$$

Com estas duas condições de contorno é possível encontrar as pressões p_A e p_B e, assim, determinar a pressão acústica em qualquer ponto ao longo do tubo. Isto considerando somente

ondas planas no interior do tubo, o que é uma hipótese perfeitamente plausível, já que os primeiros modos transversais aparecem acima da frequência de corte dada por:

$$f_c = \frac{c_0}{1,71d} \quad (6.2)$$

Para tubos de pequenos diâmetros (por exemplo, $d=8mm$) essa frequência de corte fica acima de 24kHz, o que é suficiente para as análises em questão.

O interesse nesta seção é encontrar a função de transferência, $H(f)$, entre as pressões de entrada e saída do tubo. Pode-se, então, definir a origem do eixo de coordenadas na entrada do tubo ($x = 0$) e obter-se a pressão na saída do mesmo, em $x = L$ e em $x = 0$. Com as condições de contorno descritas, a função de transferência é:

$$H(f) = \frac{p_{x=L}}{p_{x=0}} = \frac{(\tilde{z}_{RAD} / \rho_0 c_0)}{(\tilde{z}_{RAD} / \rho_0 c_0) \cos(kL) - i \sin(kL)} \quad (6.3)$$

6.2. Modelo numérico para o tubo de paredes rígidas

Simulou-se um tubo cilíndrico de paredes rígidas com comprimento $L=61mm$ e diâmetro interno $d=14,51mm$. Os modelos numéricos são calculados através do método dos elementos finitos (*FEM*) e do método dos elementos de contorno (*BEM*). A malha é confeccionada com discretização de 10 elementos por comprimento de onda, que no caso da máxima frequência de análise ser 10kHz, leva à necessidade de elementos com $\Delta l=0,003m$.

Na primeira simulação utilizando o método *FEM fluid* as condições de contorno eram pressão unitária em $z=0$ (entrada do tubo) e uma admitância de radiação (inverso da Equação (6.1)). A condição de admitância era aplicada em $z=L=0,061$. Para efeito de comparação, simulou-se também pelo método *BEM Indirect*, com o qual se obteve a mesma resposta da simulação com *FEM*. No modelo *BEM* as condições de contorno eram uma pressão unitária em $z=0$. Em $z=0,061 [m]$ prescreve-se uma condição de contorno de continuidade da pressão (*jump of pressure*), pois esta extremidade é deixada aberta. As malhas podem ser vistas na Figura 64.

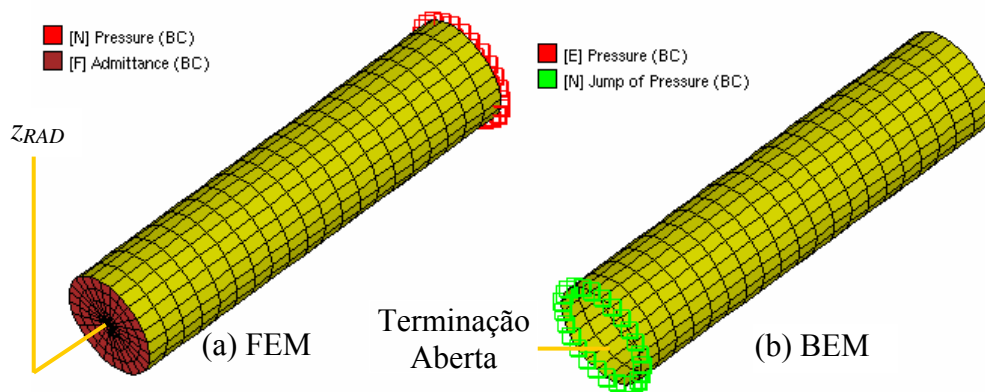


Figura 64 - Malhas do tubo rígido: (a) FEM; (b) BEM.

Os modelos analítico e numéricos (BEM e FEM) apresentam ótima concordância, em ampla faixa de frequência de interesse. Os desvios nas frequências acima de 7500 Hz são atribuídos aos erros numéricos. A função de transferência destes modelos pode ser vista na Figura 65.

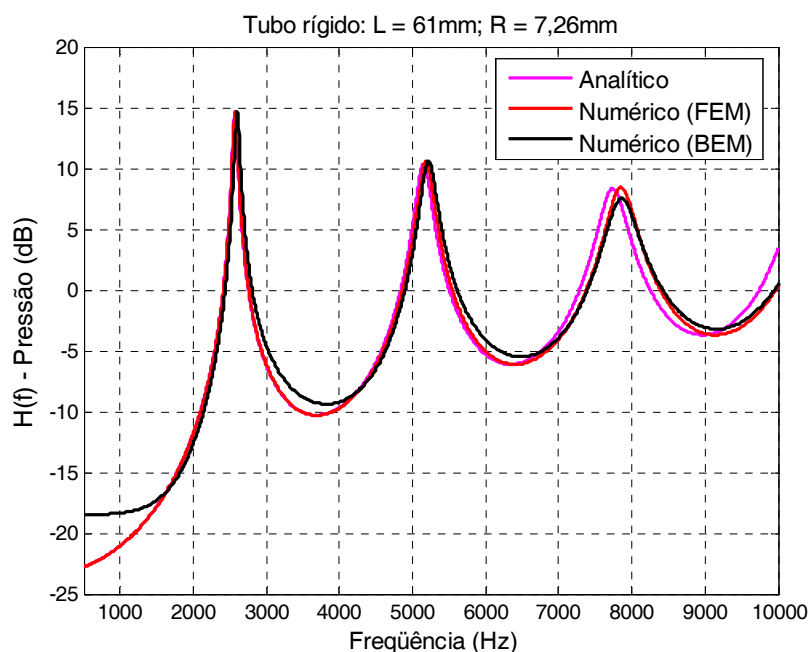


Figura 65 - Comparação analítico, numérica e experimental para um tubo rígido.

O modelo numérico do absorvedor de membrana no interior de um tubo é calculado através do método dos elementos de contorno (*BEM*) para a malha acústica e pelo método dos elementos finitos (*FEM*) para a malha estrutural. A não utilização do método *FEM* para a malha acústica se deve a limitações do software utilizado, já que nestas simulações as interações fluido-

estrutura ocorrem dos dois lados da malha estrutural. Um esquema do tubo com absorvedor de membrana pode ser visto na Figura 66(c).

Assim como nas simulações descritas nos Capítulos 4 e 5, duas malhas (acústica e estrutural) são confeccionadas. As propriedades definidas na malha estrutural são módulo de Young (E), coeficiente de Poisson (σ_p) densidade volumétrica (ρ) e espessura (t). A condição de contorno aplicada é deslocamento nulo nas extremidades da malha e em círculos concêntricos ao longo da membrana (Figura 66(b)). Com estas propriedades calculam-se os modos da membrana. O número de modos a se calcular depende da máxima frequência de análise, que é de 10kHz, logo deve-se ter modos até 20kHz. A discretização da malha da membrana precisa permitir tais cálculos com acuidade. Após o cálculo dos modos insere-se o amortecimento na forma de fator de perda η_s por modo.

A malha acústica tem como condições de contorno pressão unitária nas faces de entrada e uma admitância acústica que simula o material poroso (Figura 66(a)).

Faz-se o *link* fluido-estrutura e calcula-se a malha estrutural por expansão modal e a malha acústica pelo método direto. Terminados os cálculos criam-se *field-points*. Estes pontos são os pontos onde serão calculados pressão, velocidade de partícula, e outros dados que se desejam obter. Em princípio os *field-points* se encontram nas extremidades de entrada e de saída do tubo, sendo possível assim determinar a $H(f)$ numérica.

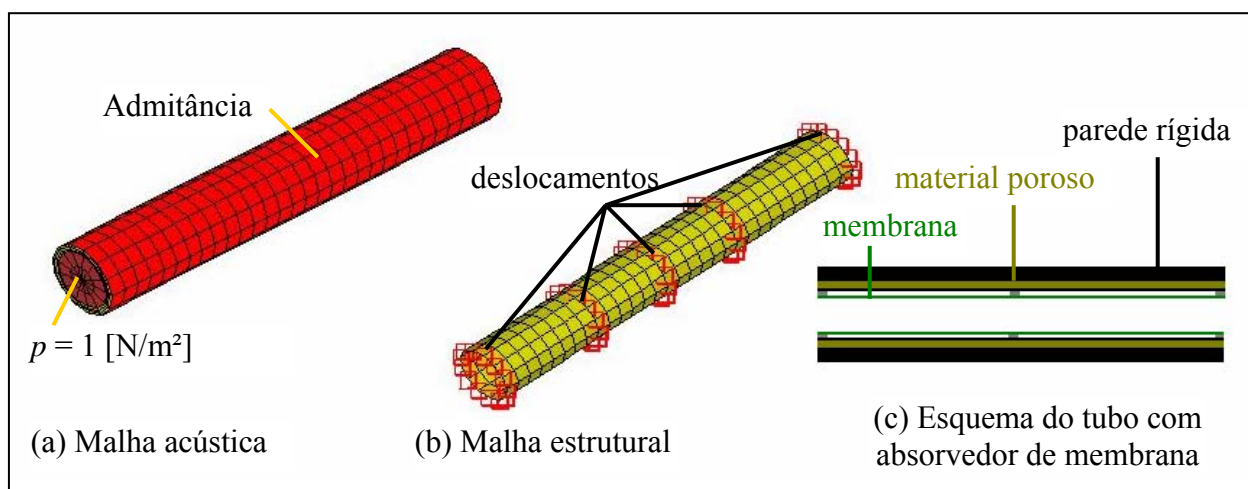


Figura 66 - Malhas acústica e estrutural do tubo com absorvedor de membrana.

Simulou-se o absorvedor de membrana em um tubo variando-se alguns parâmetros, a fim de analisar como estes podem afetar a função de transferência do tubo. O objetivo desta análise é compreender como estes parâmetros afetam a atenuação da função de transferência do tubo e dar

uma direção sobre que tipos de materiais podem ser usados na confecção do absorvedor de membrana para esta aplicação.

Esta análise se divide basicamente em três aspectos: um geométrico, que avalia a influência do tamanho do espaçamento de ar, outro acústico, que avalia como o material poroso influencia na atenuação, e por fim o aspecto estrutural, que avalia como a escolha do material da membrana tem influência na resposta final do sistema. Este último aspecto é o mais importante desta análise.

O único aspecto em que há variação do tamanho do espaçamento de ar é no geométrico. Nos outros dois casos este espaço é de $1mm$.

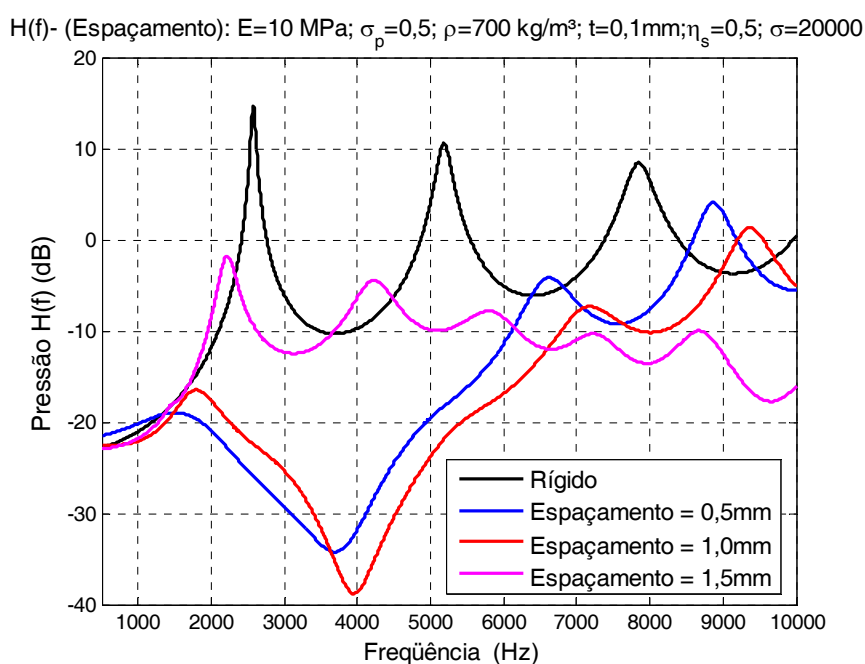


Figura 67 - Influência do tamanho do espaçamento de ar.

A Figura 67 mostra qual a influência do tamanho do espaçamento de ar. Observa-se grande redução na função de transferência do tubo tratado com absorvedor de membrana (em relação ao tubo de paredes rígidas). Também se nota a perda das características de uma típica de $H(f)$ para o absorvedor com espaçamento de $1,5mm$. Isto sugere que seria viável uma otimização do tamanho do espaço de ar entre a membrana e o material poroso, a fim de se obter máxima atenuação numa faixa de interesse, já que o espaçamento de $1mm$ mostrou maior atenuação que o espaçamento de $0,5mm$.

Assim como no caso do espaçamento de ar, a análise da influência do tipo de material poroso que compõe o absorvedor de membrana no tubo, também sugere a possibilidade de uma otimização (Figura 68). O nível de atenuação muda não linearmente com aumento da resistividade. Isto sugere que é possível trabalhar com uma resistividade ótima, que proporcione máxima atenuação na faixa de interesse.

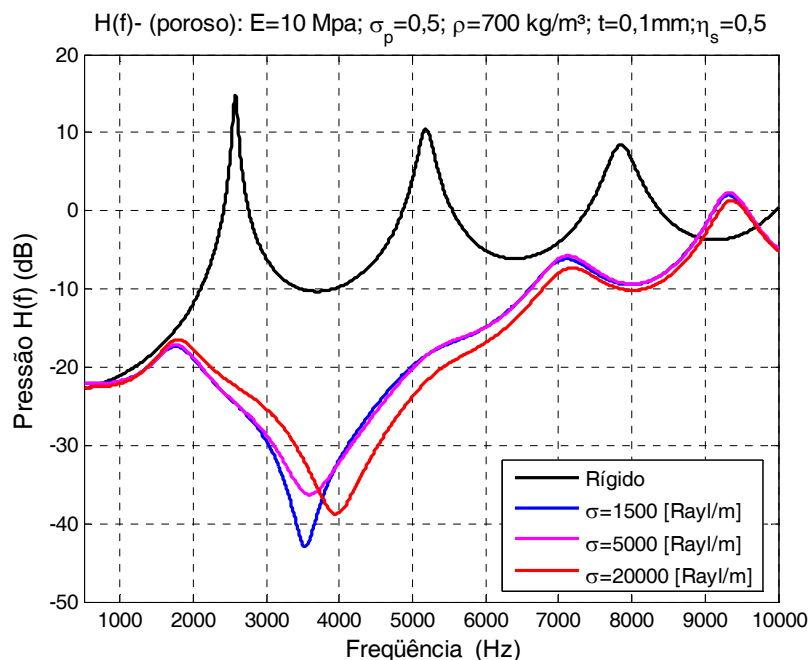


Figura 68 - Influência da resistividade do material poroso.

Após avaliar como o espaçamento de ar (aspecto geométrico) e o tipo de material acústico (aspecto acústico) influenciam na atenuação da função de transferência, passa-se à avaliação dos parâmetros estruturais.

A variação da massa da membrana reflete um comportamento idêntico ao proposto pela teoria (Figura 69). O aumento da massa leva a um aumento da frequência de ressonância e diminuição da largura de banda da atenuação (na região da frequência de ressonância). A diminuição da atenuação máxima com a variação da densidade é outro foco de possível otimização, pois a menor atenuação para as densidades $\rho = 500$ kg/m³ e $\rho = 1100$ kg/m³ sugere que é possível encontrar a densidade ótima onde se tenha maior atenuação e largura de banda.

A Figura 70 mostra o coeficiente de absorção, calculado por incidência normal (modelo analítico) para o absorvedor de membrana com as mesmas dimensões e densidade do absorvedor de membrana inserido no tubo. Pode-se notar que os anti-picos das funções de transferência do

absorvedor de membrana em um tubo, vistos na Figura 69, são muito próximos aos picos das frequências de ressonância mostradas na Figura 70.

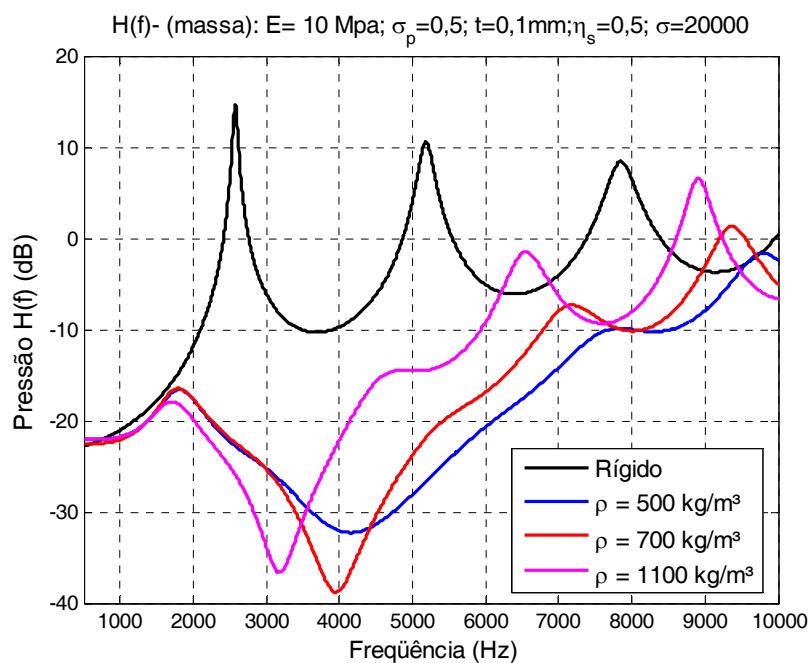


Figura 69 - Influência da massa da membrana.

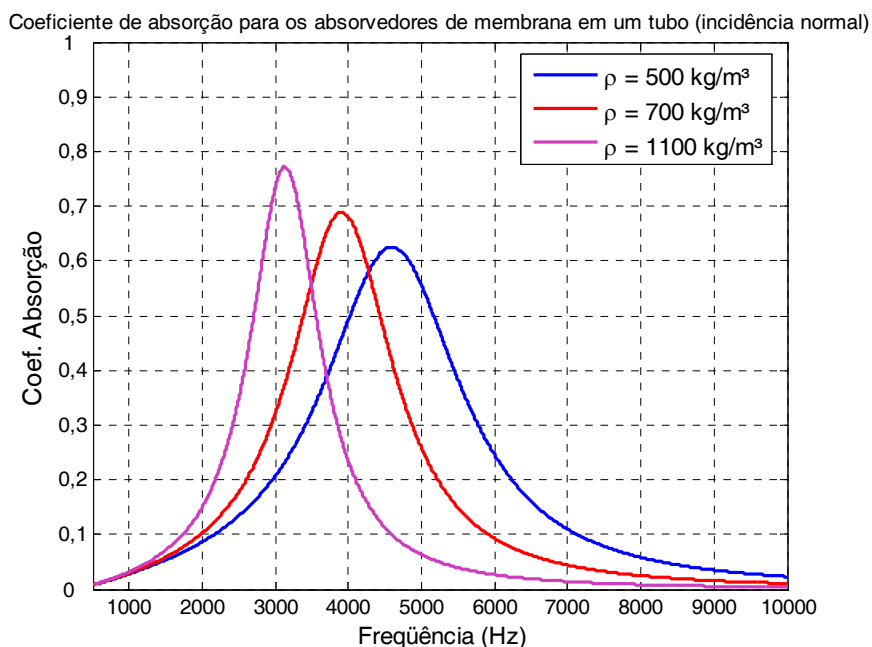


Figura 70 – α (incidência normal) para o absorvedor de membrana no tubo.

Foram também avaliadas três condições de deslocamento nulo. Tais condições podem ser vistas na Figura 71. A diferença na atenuação e frequência de ressonância se deve à mudança dos

modos estruturais, de acordo com a condição de deslocamento. A Figura 72 mostra como ficam as funções de transferência para as diversas condições de deslocamento.

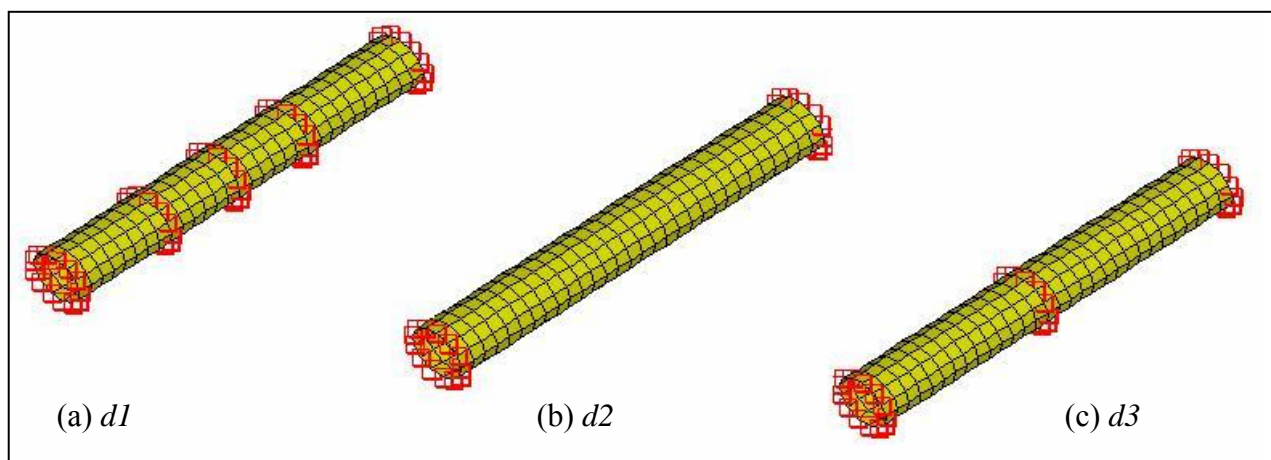


Figura 71 - Condições de deslocamento nulo (a) d1; (b) d2; (c) d3.

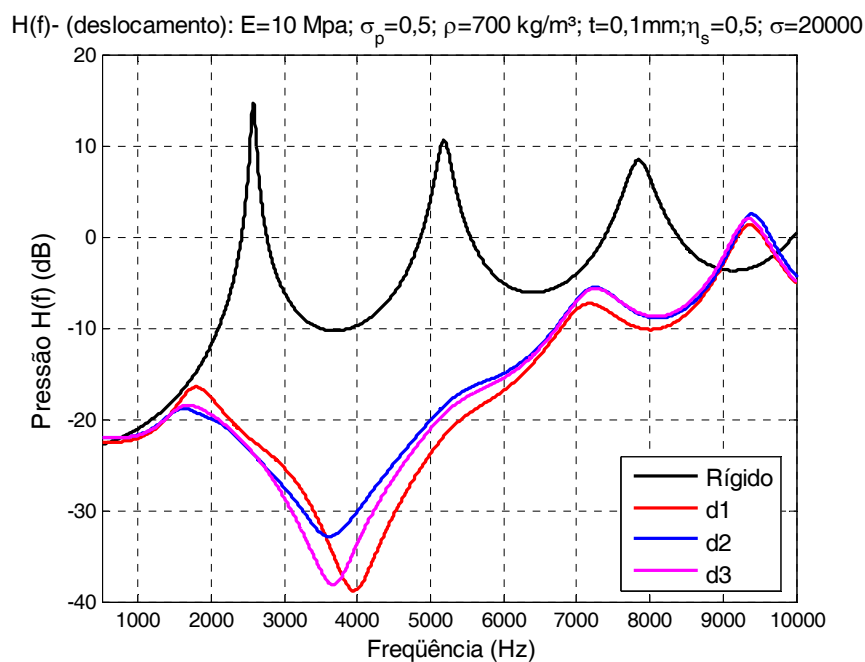


Figura 72 - Influência das condições de deslocamento nulo da membrana.

Juntas, as condições de tamanho do espaçamento de ar, tipo de material poroso, massa da membrana e condições de deslocamento nulo da membrana, formam um quarteto com o qual se sugere que seja possível chegar a valores otimizados de atenuação e banda de atenuação.

As duas análises a seguir sugerem que tipo de material se deve usar como membrana. Com baixo amortecimento a atenuação é baixa e outros picos aparecem mais acentuados (Figura 73). Materiais com alto módulo de Young também não oferecem atenuação satisfatória (Figura 74). Isso se deve principalmente à baixa densidade modal da estrutura (poucos modos na faixa de interesse). A membrana com $E=10MPa$ tem os primeiros 10 modos estruturais entre 565,6Hz e 920,9Hz, ao passo que aquela com $E=1GPa$ tem os primeiros 10 modos entre 5656Hz e 9209Hz e a membrana com $E=1000GPa$ tem o primeiro modo estrutural em 178886Hz. Claramente as duas últimas tem uma densidade modal muito mais baixa que a primeira e, por isso, o deslocamento destas, quando submetidas ao carregamento acústico, é muito menor que os deslocamentos da primeira.

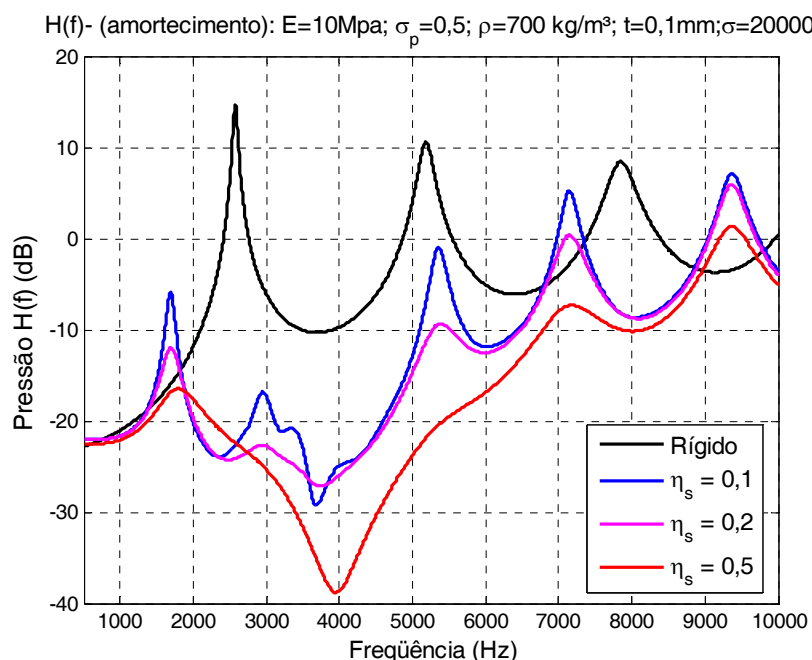


Figura 73 - Influência do amortecimento estrutural.

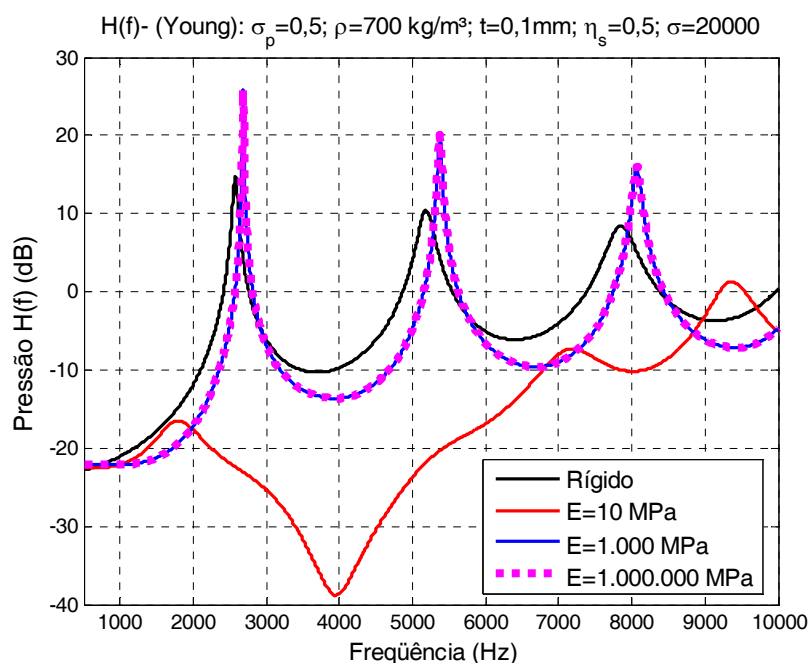
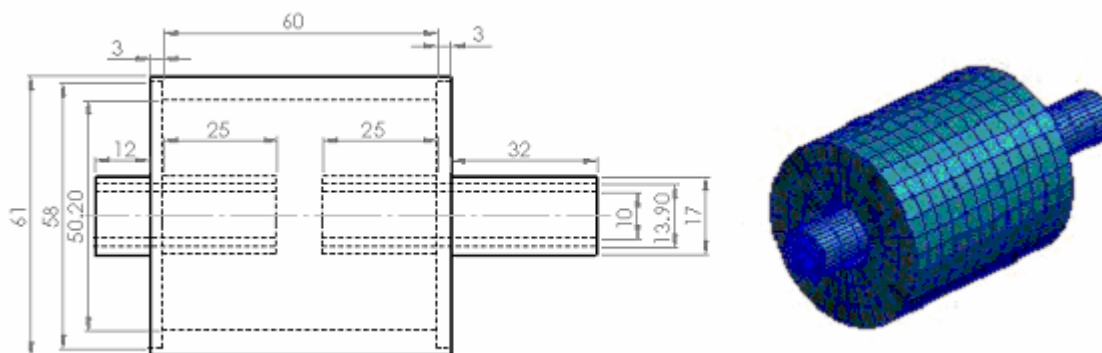
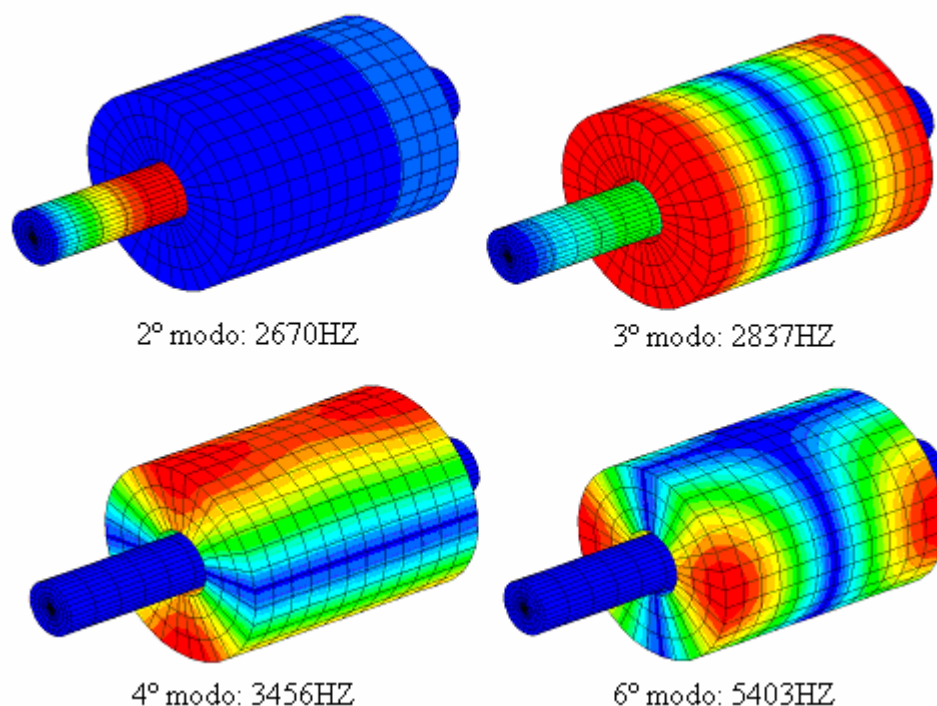


Figura 74 - Influência do módulo de Young.

6.3. Modelo numérico para o muffler

Simulou-se também um *muffler*, com uma câmara de expansão, de paredes rígidas e com absorvedor de membrana no tubo de entrada. Um esquema do *muffler* de paredes rígidas, bem como a malha utilizada na simulação, podem ser vistos na Figura 75. As condições de contorno, no caso do *muffler* de paredes rígidas, são as mesmas das descritas na simulação para o tubo de paredes rígidas, ou seja, pressão unitária na entrada do filtro ($z=0$) e impedância de radiação em $z=0,11$. Alguns dos modos acústicos do *muffler* podem ser vistos na Figura 76.

Figura 75 - Esquema do *muffler* de uma câmara de expansão.

Figura 76 - Modos acústicos do *muffler*.

Os modos acústicos podem ser correlacionados com as frequências de ressonância que aparecem na curva de função de transferência para o *muffler* de paredes rígidas (ver a curva em vermelho, na Figura 78).

Na mesma figura vê-se a função de transferência para o *muffler* em cujo tubo de entrada é aplicado o absorvedor de membrana (mesmo absorvedor aplicado ao tubo simples da Seção 6.1). No entanto, no caso do *muffler*, por questões de tempo de simulação e precisão dos resultados, optou-se por usar a impedância normal à superfície do absorvedor de membrana como condição de contorno, resolvendo assim um modelo acústico em elementos finitos (FEM) sem usar o acoplamento fluido-estrutura. A Figura 77 mostra a malha do *muffler* com o absorvedor de membrana aplicado como condição de contorno.

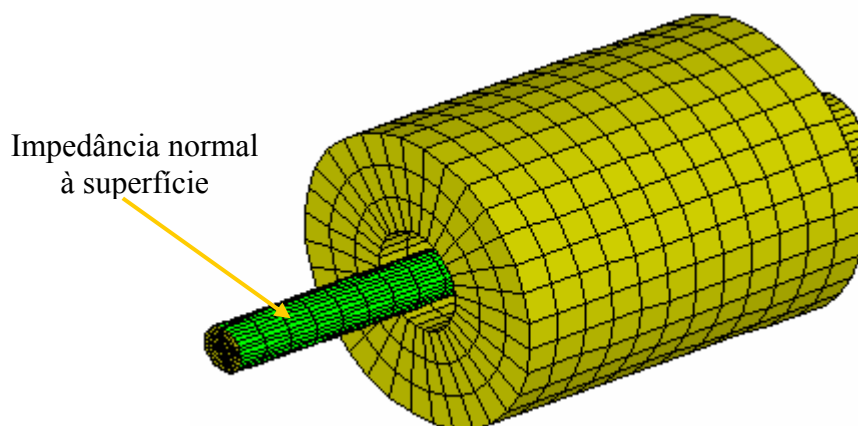


Figura 77 - *Muffler* com absorvedor de membrana (condição de contorno).

A função de transferência do *muffler* com absorvedor de membrana mostra uma atenuação em ampla faixa de frequência, bem como uma atenuação acentuada próximo à região dos 4000 Hz, que é a frequência de ressonância do absorvedor de membrana (Figura 70).

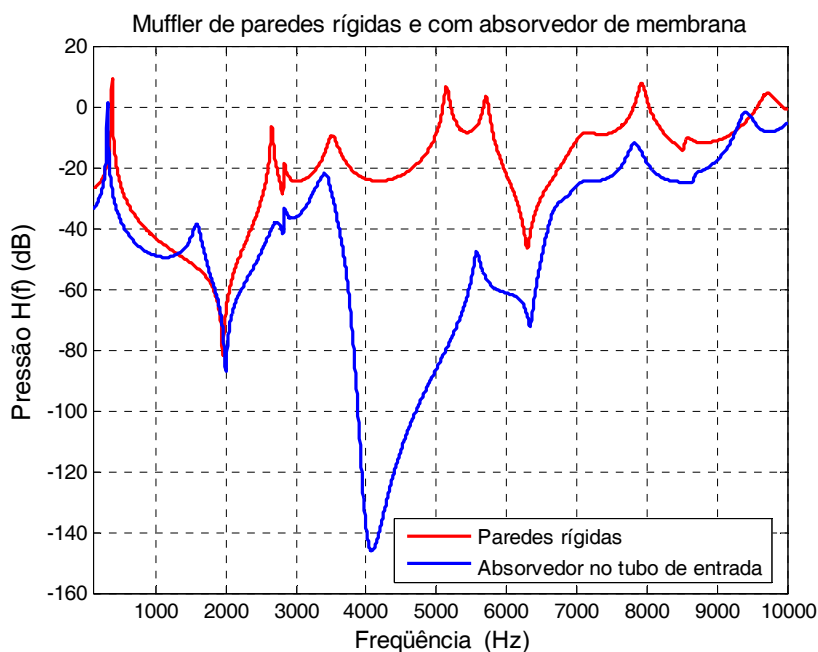


Figura 78 – $H(f)$ de um *muffler* com paredes rígidas e com absorvedor de membrana.

6.4. Comparação numérica / experimental

Neste experimento, primeiramente foi medida a função de transferência de um tubo com paredes rígidas. A seguir, adicionou-se uma amostra de material poroso no interior do tubo e, por

fim, um absorvedor de membrana, que era composto pelo material poroso e uma membrana presa a este, de forma que houvesse um espaço de ar entre membrana e material poroso. A Figura 79 apresenta esquemas destas três configurações.

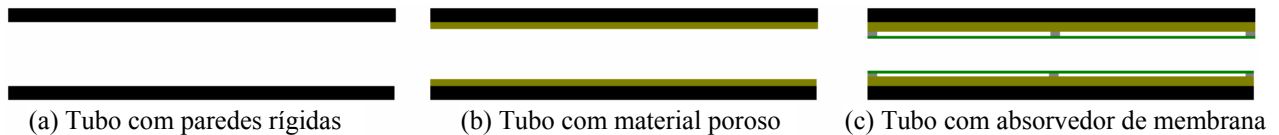


Figura 79 - Esquema das configurações dos tubos para medição da $H(f)$.

O mesmo tubo simulado na Seção 6.2 foi medido neste experimento ($L=61mm$ e diâmetro interno $d=14,51mm$). Os equipamentos utilizados nesta experiência vêm listados na Tabela 8.

Tabela 8 - Itens utilizados na medição do tubo.

Item	Descrição
1	Analizador de sinais Scadas III
2	Desktop Compaq com programa <i>LMS Scadas</i>
3	Amplificador de potência B&K modelo 2706
4	2 Microfones B&K modelo 4189
5	2 <i>probes</i> para os microfones
6	Alto-falante
7	Mangueira adaptadora

O tubo poderia ter sua face de entrada ($x=0$) excitado diretamente pelo alto-falante (mostrado na Figura 80), porém os modos acústicos do cone de nylon (alto-falante) usado para excitar o sistema tem grande influência na resposta do mesmo (ver Lopes [13]). Por isso foi utilizada uma mangueira adaptadora que conectava o alto-falante ao tubo. Com a mangueira tais interferências eram eliminadas e boa resposta era obtida. O ruído de excitação era um ruído branco. Dividiu-se a faixa de frequências de interesse (500Hz a 10000Hz) em faixas de frequências, de forma a se obter bons resultados onde a coerência inicial (medindo-se com ruído branco cobrindo toda a faixa de interesse de uma vez) era baixa. A análise foi realizada com uma discretização de 1,25Hz no domínio da frequência e janela *Hanning*.



Figura 80 - Equipamentos usados na medição do tubo.

Para se conseguir a $H(f)$ desejada mede-se a pressão na entrada e na saída do tubo. Os sinais de pressão foram captados com um par de microfones *B&K*. Aos microfones eram conectados *probes*, porque o tamanho do microfone interferiria muito sobre o campo acústico se este fosse diretamente colocado na saída do tubo. Então, além da função de transferência entre os sinais dos conjuntos microfones/*probes* na saída e entrada do tubo, foi necessário medir uma função de correção de forma a corrigir a influência das pequenas diferenças existentes entre os *probes*. Para isto os mesmos eram posicionados na mesma posição (saída do tubo - Figura 81) e a função de transferência entre eles era medida. O inverso dessa função de transferência era então definido como função de correção e esta função era multiplicada no pós-processamento por todas as $H(f)$ medidas entre entrada e saída. A função de correção pode ser vista na Figura 82.

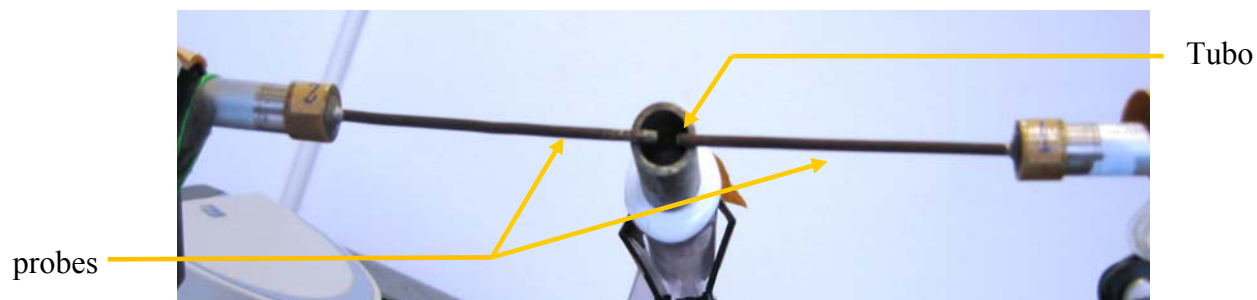


Figura 81 - Obtenção da função de correção.

As equações de correção da função de transferência são dadas por:

$$H_{\text{correção}}(f) = \frac{1}{H_{\text{mcorr}}(f)} \quad (6.4)$$

$$H(f) = H_{\text{medido}}(f) H_{\text{correção}}(f) \quad (6.5)$$

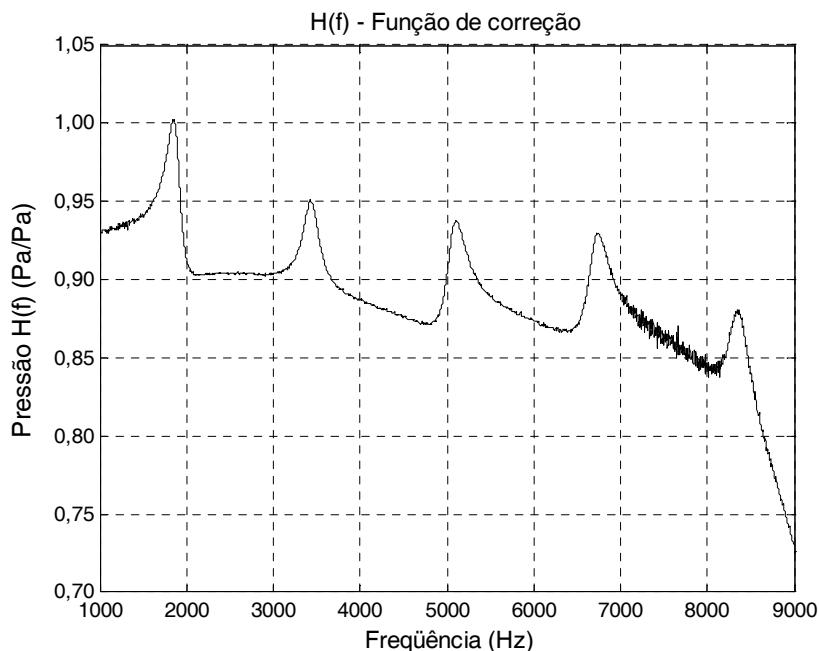


Figura 82 - Função de correção.

A primeira etapa da medição em si foi a medição da $H(f)$ do tudo com paredes rígidas. Dessa forma é possível comparar este resultado com o modelo numérico. Em seguida colocou-se um tubo cilíndrico confeccionado de material poroso no interior do tubo metálico. A função de transferência era medida e então se podia comparar a resposta do tubo de paredes rígidas com a resposta do tubo com material poroso no interior, para então avaliar o quanto o material poroso atenua a função de transferência. As $H(f)$ e as coerências do tubo rígido e com material poroso, bem como a comparação com o modelo numérico para o tubo rígido podem ser vistas na Figura 83. Pode-se observar a boa concordância entre a $H(f)$ obtida com o modelo numérico e a $H(f)$ medida experimentalmente, para o tubo de paredes rígidas.

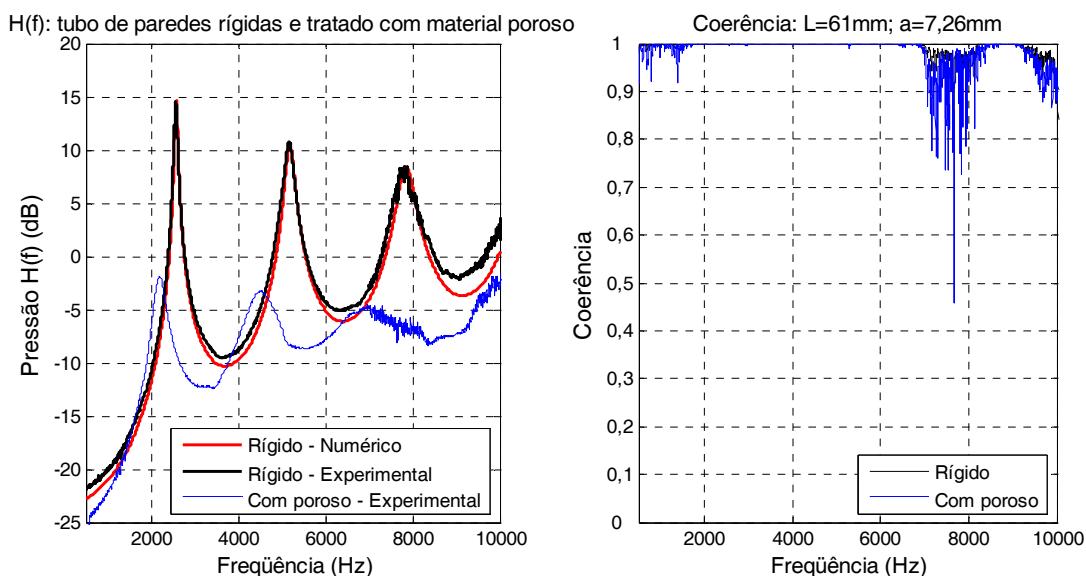


Figura 83 - $H(f)$ e coerência para o tubo com paredes rígidas e com material poroso.

O último passo neste experimento é a medição da função de transferência do tubo rígido com absorvedor de membrana. A membrana é aplicada sobre o material poroso de forma que se forme um espaço de ar de 1mm (entre a membrana e o material poroso).

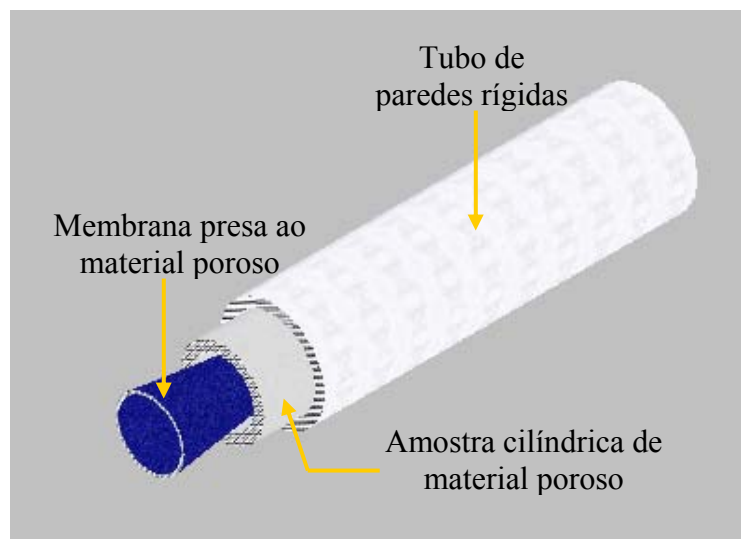


Figura 84 - Esquema do tubo com absorvedor de membrana.

As membranas eram esticadas e fixadas nas extremidades do tubo de material poroso. Pode-se fixar a membrana às extremidades do tubo confeccionado de material poroso e usar anéis metálicos e molas (colando a membrana a estes) para oferecer um suporte extra contra o material poroso. A Figura 85 mostra alguns dos absorvedores de membrana aplicados ao tubo.

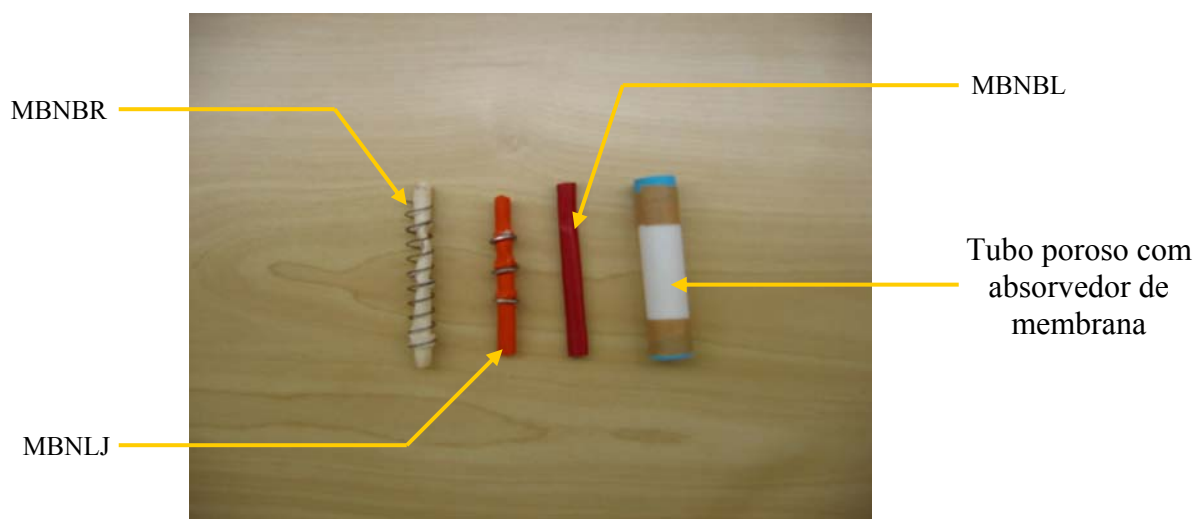


Figura 85 - Diferentes tipos de absorvedores de membrana aplicados ao tubo.

O caráter do experimento era determinar o potencial do absorvedor de membrana em tubos. Por esta razão as membranas utilizadas são materiais fáceis de encontrar e manipular como balões de aniversário e luvas cirúrgicas. Tais materiais têm a vantagem de serem impermeáveis e elásticos, podendo ser tencionados, ficando assim esticados no interior do tubo. Houve muita dificuldade no controle de alguns parâmetros, como a distância entre membrana e material poroso, pois este espaçamento tende a ficar irregular, o que influencia nos resultados experimentais e, conseqüentemente na comparação com o modelo numérico (que tem espaçamento constante).

A coerência e a função de transferência de algumas amostras podem ser vistas nas Figuras 86 e 87. O absorvedor de membrana MBNBR é uma membrana colada a uma mola, O absorvedor MBNLJ é uma membrana colada a três anéis metálicos e o absorvedor MBNBL é constituído de uma membrana simplesmente apoiada nas extremidades do material poroso (ver Figura 85).

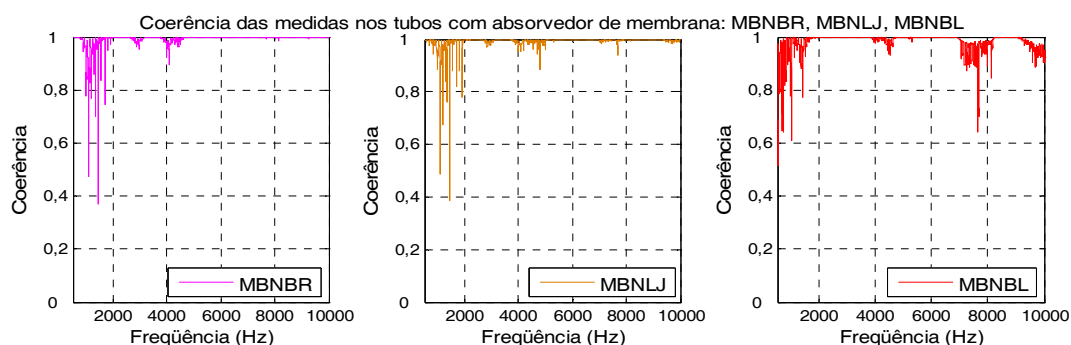
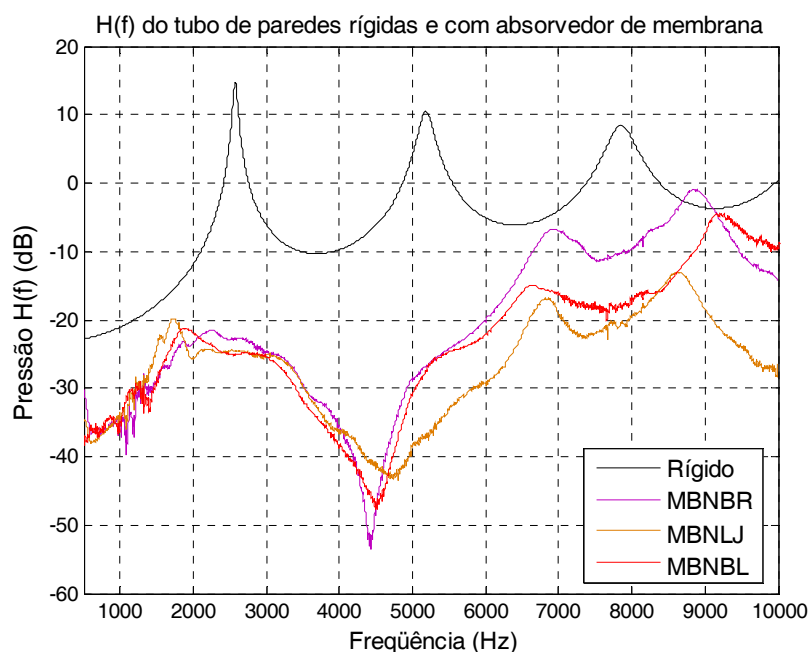


Figura 86 - Coerências (tubo com absorvedor de membrana).

Figura 87 - $H(f)$ dos tubos com absorvedor de membrana.

Por fim, podem-se comparar os experimentos com as simulações (Figura 88). Observa-se que a simulação capta bem o comportamento do experimento. Os picos e anti-picos aparecem claramente tanto no experimento como na simulação. As amplitudes e frequências de tais picos não têm os mesmos valores, no entanto. Isto se deve ao fato de que é difícil conseguir um experimento onde se tenha controle sobre parâmetros como o espaçamento de ar entre membrana e material poroso. Além disso, limitações do modelo numérico na representação da membrana (citadas no Capítulo 5) levam a estas diferenças entre simulação e medidas experimentais.

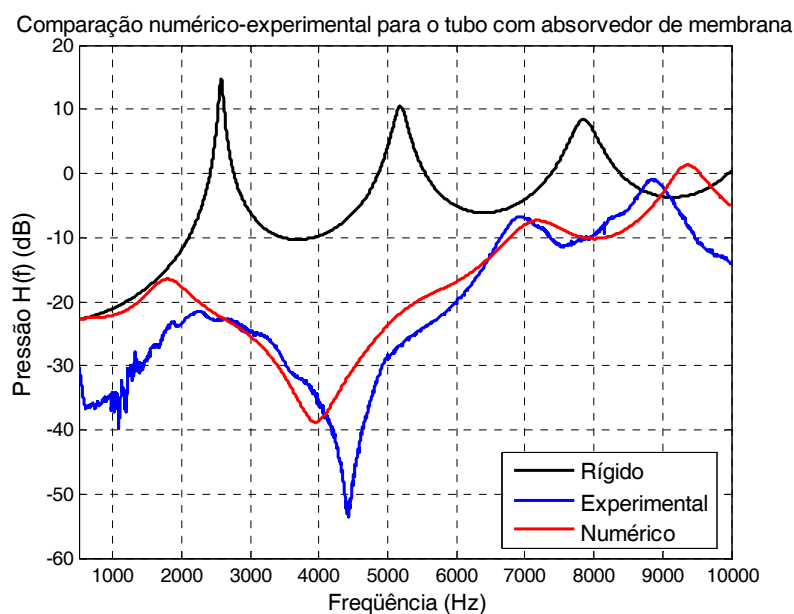


Figura 88 - Comparação numérica / experimental para o absorvedor de membrana em um tubo.

O *muffler* de paredes rígidas e com absorvedor de membrana também teve sua função de transferência medida. O procedimento de medição é idêntico ao de um tubo simples. A comparação entre as funções de transferência obtidas com a simulação e com o experimento para o *muffler* com paredes rígidas pode ser vista na Figura 89(a). As curvas apresentam boa concordância, embora em altas frequências haja desvios entre as respostas devido a erros numéricos. A primeira anti-ressonância mostra a instabilidade na curva experimental, que é explicada pela baixa amplitude do sinal medido na saída que se traduz em uma baixa coerência nesta faixa de frequência. A coerência pode ser vista na Figura 89(b).

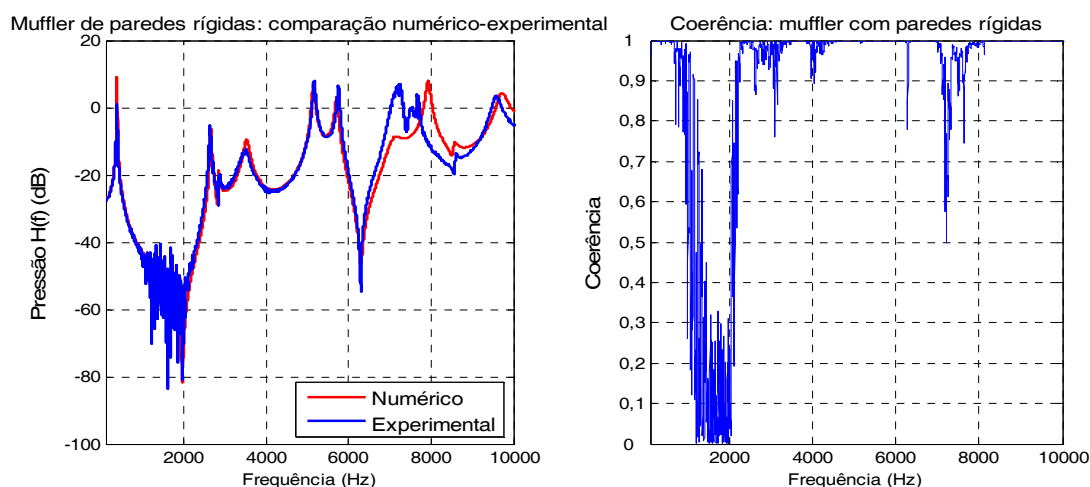


Figura 89 - $H(f)$ numérica vs. experimental para o muffler de paredes rígidas.

Na Figura 90(a) pode-se ver a comparação entre as funções de transferência obtidas com a simulação e com o experimento para o muffler com absorvedor de membrana no tubo de entrada. A curva experimental apresenta muitos pontos onde a coerência é baixa (Figura 90(b)), o que compromete os resultados da medição. Os picos das frequências de ressonância apresentam boa concordância quanto à frequência, mas as diferenças nas amplitudes são grandes. Isto pode ser explicado devido ao fato de que a condição de contorno para o absorvedor de membrana é uma impedância normal à superfície, calculada para incidência normal, o que não corresponde às condições do campo acústico no interior do tubo do *muffler*.

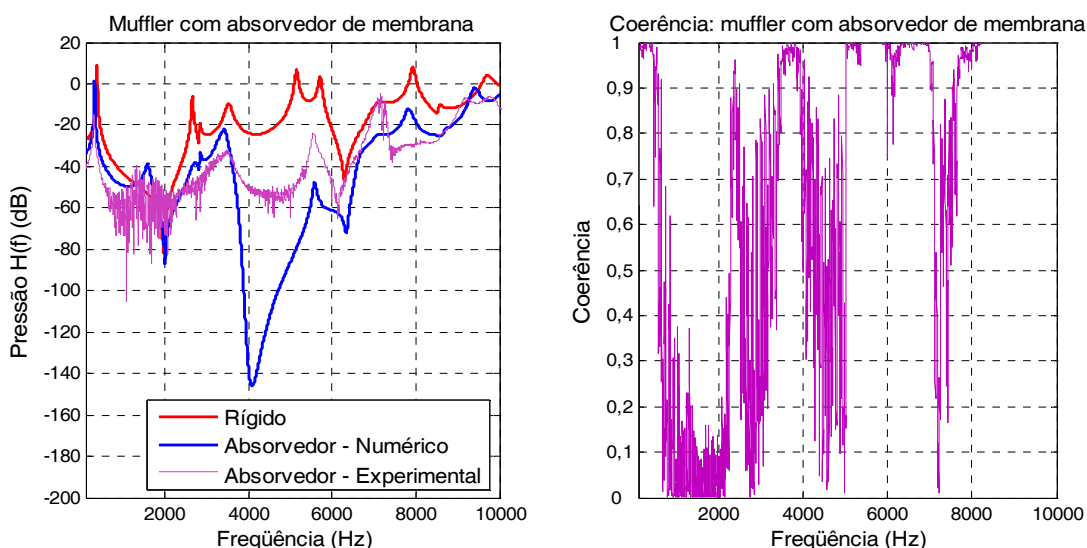


Figura 90 - $H(f)$ numérico vs. experimental para o muffler com absorvedor de membrana.

Embora haja diferenças entre as simulações e os experimentos, as simulações se mostram como ferramentas importantes na análise da atenuação proporcionada por um absorvedor de membrana no interior de um tubo e também de um filtro acústico. Melhorias nas simulações se fazem necessárias para o caso do *muffler* e experimentos mais controlados são necessários, tanto no caso do absorvedor de membrana aplicado no tubo como no *muffler*.

CAPÍTULO 7

APLICAÇÃO DO ABSORVEDOR DE MEMBRANA EM CAVIDADES

Neste capítulo serão investigados os efeitos da aplicação do absorvedor de membrana em cavidades. Primeiramente será simulada uma cavidade sem e com absorvedor de membrana, comparando-se a pressão sonora média em seu interior nas duas situações. Em seguida a aceleração média da carcaça de um compressor em funcionamento será medida sem e com o absorvedor de membrana, obtendo-se assim as reduções da aceleração média da carcaça quando se aplica na mesma um absorvedor de membrana.

7.1. Simulação do absorvedor de membrana em uma cavidade retangular

Através da simulação numérica avaliou-se o efeito de um absorvedor de membrana em uma cavidade retangular de $12\text{cm} \times 10\text{cm} \times 8\text{cm}$. Para observar o efeito que um absorvedor de membrana tem no campo acústico no interior de uma cavidade, simulou-se a cavidade com paredes rígidas e em seguida adicionou-se um absorvedor de membrana à cavidade.

A excitação do sistema era feita por uma fonte de ondas esféricas posicionada no interior da cavidade. Os resultados comparados são a pressão sonora média ao longo de um plano de *field-points* definido, para a cavidade sem e com o absorvedor de membrana no interior. A fonte, *field-point* e malhas podem ser vistas na Figura 91.

As malhas foram confeccionadas com discretização suficiente para análises até 10 kHz. Esta simulação em particular consome um tempo considerável (acima de 36 horas), o que limitou o número de elementos ao mínimo possível (6 elementos por comprimento de onda). Isto levou a um $\Delta l = 0,005\text{m}$. A simulação foi calculada com um passo de frequências de 2 em 2Hz, para que no pós-processamento se pudesse transformar a resposta, inicialmente em banda estreita, em bandas de 1/3 de oitava, para que os resultados pudessem ser melhor visualizados.

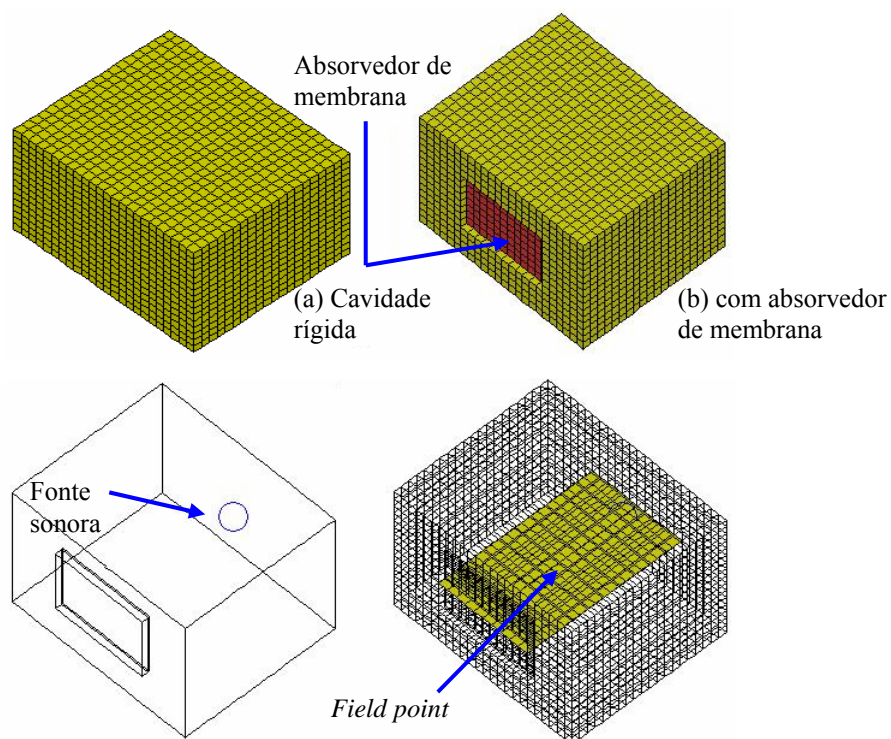


Figura 91 - Malhas do absorvedor de membrana em uma cavidade retangular.

Dois absorvedores de membrana foram simulados para esta cavidade. O coeficiente de absorção de ambos pode ser visto na Figura 92. O Absorvedor 1 tem espessura total da cavidade $D=12mm$, com $10mm$ de material poroso no interior; densidade da membrana $\rho=810kg/m^3$ e espessura $t=0,1mm$. Este absorvedor de membrana foi projetado para ter máxima absorção na banda de $1600Hz$. O Absorvedor 2 foi projetado para ter máxima absorção na banda de $2500Hz$ e tem espessura total da cavidade $D=5mm$, com uma camada de $4mm$ de espessura de material poroso; densidade da membrana $\rho=500kg/m^3$ e espessura $t = 0,195mm$.

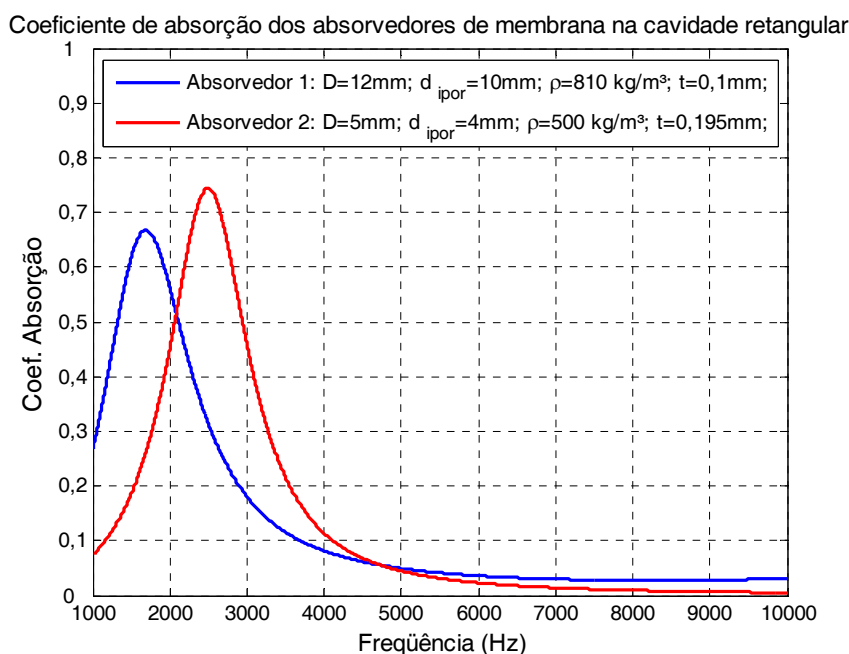


Figura 92 - Coeficiente de absorção dos dois absorvedores de membrana simulados.

Os resultados das pressões médias, em bandas de 1/3 de oitava, podem ser vistos na Figura 93. Em geral o que se pode notar para ambos os absorvedores é que existe uma maior atenuação da pressão média nas primeiras bandas (1600Hz, 2000Hz e 2500Hz). Nas frequências mais altas a atenuação vai diminuindo ou mesmo em algumas bandas o nível de pressão sonora média é maior para a cavidade com o absorvedor de membrana do que para a cavidade com paredes rígidas (destaca-se o aumento considerável da pressão média, e não esperado, na banda de 4000 Hz para a cavidade com o Absorvedor 2). Isto se deve ao fato de que a inserção do absorvedor de membrana na cavidade muda as características acústicas da mesma porque as paredes laterais do absorvedor são rígidas, por exemplo, o que introduz uma série de reflexões e difrações e leva ao aumento da pressão em algumas bandas. Também se nota que o Absorvedor 2 (2500 Hz) atenua ligeiramente mais que o Absorvedor 1 na banda de 2500 Hz, para a qual foi projetado. Em geral nota-se que a atenuação da pressão média segue o comportamento da curva de coeficiente de absorção para os dois absorvedores.

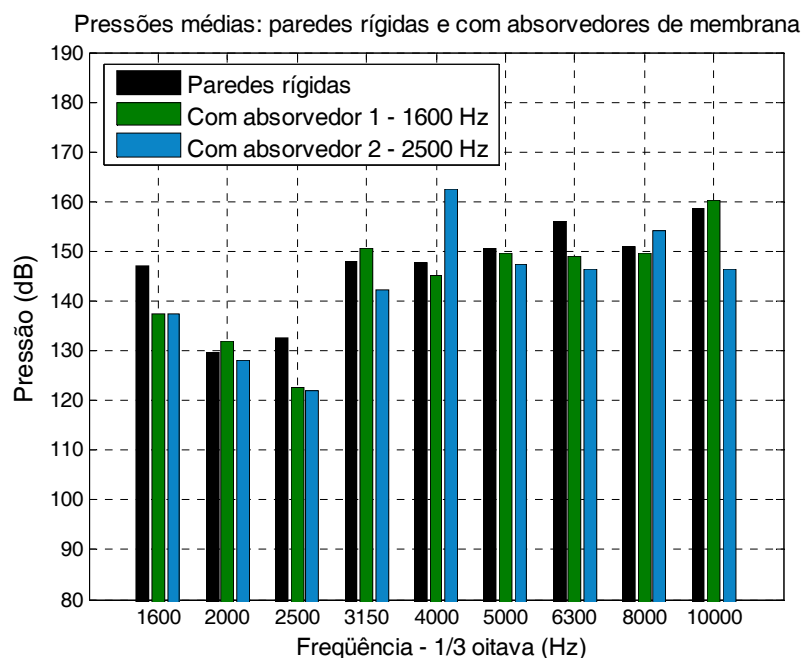


Figura 93 - Pressões médias na cavidade (1/3 de oitava).

7.2. Medição da aceleração da carcaça de um compressor

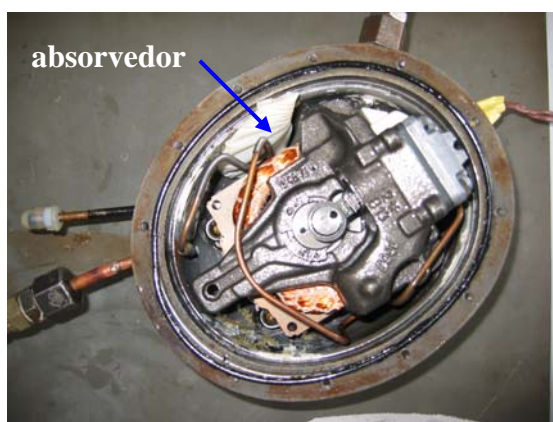
Como se sabe, a aplicação de materiais porosos na carcaça de um compressor, embora possa trazer resultados satisfatórios em termos de redução de ruído, é impossibilitada pela presença do óleo que impregna o material poroso, tornando-o ineficaz na absorção sonora. Pode-se usar então uma membrana envolvendo o material poroso, para protegê-lo do ataque do óleo, de forma que se obtenha um absorvedor de membrana.

Neste experimento mediu-se a aceleração em 10 pontos da carcaça de um compressor em funcionamento. Inicialmente, mede-se a aceleração da cavidade do compressor sem o absorvedor de membrana (esta é a amostra de controle). A aceleração média é calculada e comparada com a segunda medição, que é a média das acelerações da carcaça de um compressor com o absorvedor de membrana colado no interior da cavidade.

A principal dificuldade neste experimento é construir um absorvedor de membrana completamente vedado, que não permita a entrada de respingos de óleo, protegendo assim efetivamente o material poroso no interior do absorvedor de membrana. A dificuldade se deve basicamente a dois fatores (ambos ligados à vedação do absorvedor de membrana): primeiramente a geometria curva da cavidade torna complexa a vedação do absorvedor. Se a vedação falhar o óleo é capaz de impregnar o material poroso, inutilizando o absorvedor de membrana (na Figura 95(a) pode-se ver que a forma para construir o absorvedor de membrana

era cortar o material poroso em tiras de forma que assim ele se amoldasse à superfície curva da carcaça). A segunda dificuldade se deve à agressividade do ambiente da carcaça do compressor. Os materiais dos quais se dispõe para a confecção das membranas não são capazes de suportar muito tempo às condições de temperatura do interior da cavidade do compressor, e a presença do óleo e gás refrigerante. Isto tem dois efeitos imediatos: a membrana tende a ceder, perdendo elasticidade, o que compromete a vedação ou na melhor das hipóteses muda as características do absorvedor. A Figura 95 mostra o absorvedor de membrana antes e depois da medição. Observe o enrugamento da membrana na Figura 95(c). No entanto, o experimento é válido a título de avaliação do potencial do absorvedor de membrana no controle de ruído irradiado pela carcaça do compressor.

Existem duas opções para se colar o absorvedor de membrana: lateral ou tampa da carcaça. A Figura 94(a) mostra a aplicação do absorvedor de membrana na lateral da carcaça e a Figura 94(b) mostra o absorvedor de membrana aplicado na tampa da carcaça. Na lateral têm-se problemas relacionados ao espaço, em função da presença do *kit* (que algumas vezes chega a tocar a membrana). A lateral da carcaça é também uma posição sujeita a maior agressividade, devido à presença de grande quantidade de óleo no fundo da carcaça. A aplicação do absorvedor de membrana na tampa da carcaça mostrou, por estes dois motivos, melhores resultados (e por isto tais resultados serão mostrados nesta seção).

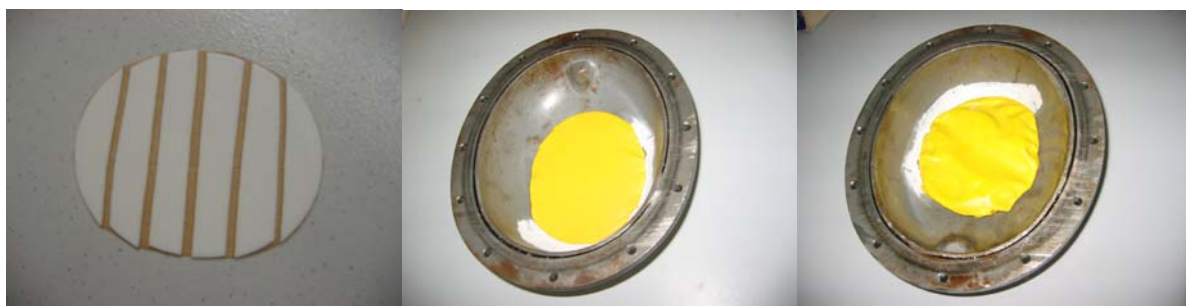


(a) – Absorvedor na lateral da carcaça



(b) – Absorvedor na tampa da carcaça

Figura 94 - Aplicação do absorvedor de membrana na carcaça do compressor.



(a) – Amostra do absorvedor sem a membrana

(b) – Absorvedor antes das medições

(c) – Absorvedor após as medições

Figura 95 - Absorvedor de membrana antes e depois da medição.

Mediu-se então a aceleração em 10 pontos espalhados pela carcaça do compressor, de forma que se pudesse obter uma média espacial da aceleração da carcaça. Foram usados dois acelerômetros B&K 4393 e foi utilizado o analisador de sinais PULSE para aquisição dos dados. As medições foram realizadas em bandas de 1/3 de oitava. Três tipos de membranas foram utilizados: uma confeccionada de balão, outra com luva cirúrgica e a terceira de borracha, que se mostrou mais resistente ao ambiente agressivo da carcaça.

A Figura 96 mostra as acelerações da carcaça sem o absorvedor de membrana comparada às acelerações da carcaça com os absorvedores de membrana aplicados.

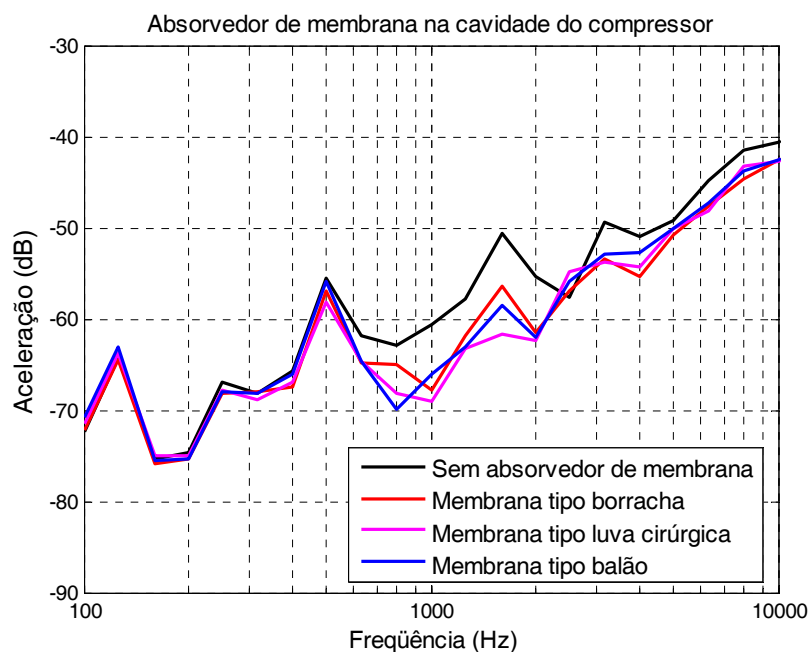


Figura 96 - Comparação da aceleração média da carcaça do compressor.

A Figura 97 mostra a redução na aceleração da carcaça para o absorvedor cuja membrana é feita de borracha. Pode-se notar que o comportamento da redução da aceleração tem uma forma similar à curva de coeficiente de absorção típica de um absorvedor de membrana (a redução começa com pequenos valores, vai aumentando até passar por um máximo, na banda de 1250 Hz, e torna a diminuir).

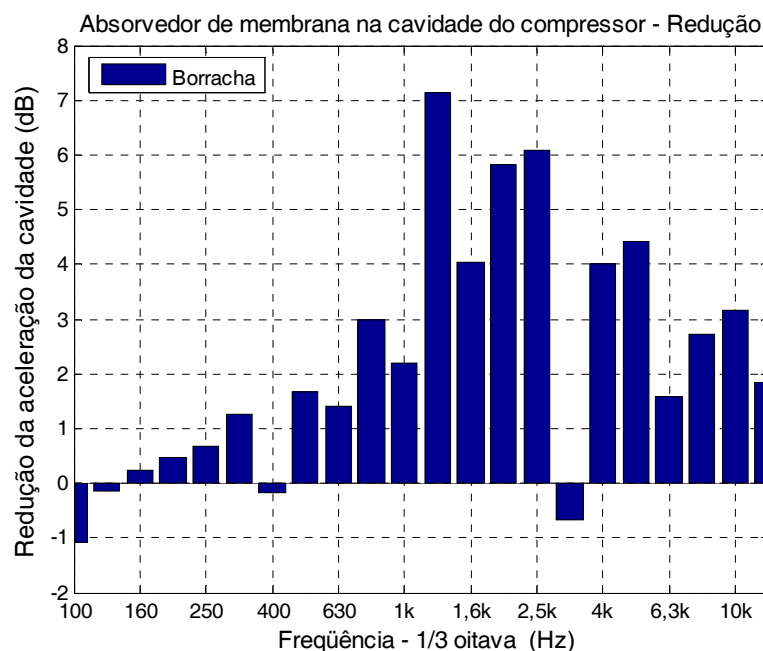


Figura 97 - Redução da aceleração média da carcaça do compressor.

A curva de redução mostra que para a maioria das bandas a redução fica acima de 3dB, chegando a uma redução máxima de 7,15dB. Além disso, o absorvedor mostra boa redução numa faixa crítica de frequências para ruídos de compressores. Todos estes fatores combinados, somados ao fato de que é possível otimizar o absorvedor de membrana, de forma que haja máxima absorção numa banda de frequências de interesse, torna o absorvedor de membrana um bom candidato para redução de ruído em compressores.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

Em trabalhos passados (Lopes [13]) já se havia investigado o potencial de materiais porosos na atenuação de ruído em tubos e filtros acústicos. Os resultados promissores encontrados neste trabalho tornam o uso de materiais porosos uma boa opção para a redução de ruído. No entanto, a inserção de materiais porosos desprotegidos em ambientes agressivos como o interior de compressores é inviável já que tais materiais seriam rapidamente impregnados com o óleo de lubrificação. Desta impossibilidade surge, em parte, a motivação e foco deste trabalho, já que é possível usar uma membrana para proteger o material poroso dos efeitos do óleo. Entretanto, a membrana adicionada ao material poroso forma, com este, um absorvedor de membrana, que tem um comportamento, em termos de absorção acústica, diferente do material poroso aplicado sem proteção.

Este estudo investigou como a inserção de absorvedores de membrana afeta na atenuação do ruído irradiado por tubos, filtros acústicos e cavidades. Embora o trabalho tenha se focado nos absorvedores de membrana, outros dispositivos de absorção foram investigados no início do trabalho. A pesquisa se iniciou com uma revisão bibliográfica sobre o comportamento de absorvedores tais como: materiais porosos, absorvedores de Helmholtz tipo placa perfurada e micro-perfurada, e os absorvedores de membrana. A partir desta revisão desenvolveram-se modelos analíticos, com os quais foram geradas rotinas computacionais para analisar como os parâmetros característicos de cada um dos absorvedores influenciam a absorção sonora do mesmo.

Após esta análise foram desenvolvidos modelos numéricos para se caracterizar o comportamento acústico/estrutural do absorvedor de membrana típico e a influência do absorvedor de membrana no campo sonoro de tubos e cavidades. Era necessário que os modelos numéricos avaliassem tanto o comportamento acústico (da cavidade do absorvedor), como o comportamento estrutural da membrana. Esta análise do comportamento estrutural da membrana é necessária para observar como esta influencia no comportamento do sistema como um todo, já que os modelos analíticos consideram que a membrana vibra como um pistão rígido, o que em muitos casos não se aproxima da realidade. Parâmetros como módulo de Young (E), coeficiente de Poisson (σ_p), densidade volumétrica (ρ), espessura (t) e amortecimento (η_s) caracterizam a

membrana. A espessura total da cavidade (D) e quantidade (d_{ipor}) e tipo de material poroso caracterizam a cavidade acústica do absorvedor. Tais parâmetros foram avaliados nas simulações do absorvedor de membrana típico e quando este era aplicado em tubos e cavidades. Estas avaliações sugerem a possibilidade de otimização do absorvedor de membrana em cada aplicação.

Experimentos também foram conduzidos para confirmar a validade dos modelos numéricos e avaliar o potencial de aplicação do absorvedor de membrana em tubos, filtros acústicos e cavidades. Observou-se que o absorvedor de membrana apresenta um grande potencial na redução da função de transferência de tubos e filtros acústicos. Em cavidades a aplicação do absorvedor de membrana se mostra com bom potencial, embora a construção de protótipos mais robustos seja necessária. Em geral ressalta-se a necessidade da realização de experimentos mais controlados tanto para o absorvedor de membrana típico, quanto para o absorvedor de membrana aplicado em tubos e filtros acústicos (maior controle sobre o espaçamento de ar entre membrana e material poroso, por exemplo).

Observa-se também que os modelos numéricos representam bem o comportamento do absorvedor de membrana nas diversas aplicações, embora melhorias nos modelos possam ser feitas. Neste caso destaca-se a necessidade do melhor entendimento do comportamento estrutural da membrana, como por exemplo, o entendimento de como a rigidez e amortecimento variam em dependência da frequência.

A partir dos resultados encontrados neste trabalho pode-se dizer, apesar das dificuldades nos experimentos e simulações, que os absorvedores de membrana apresentam um grande potencial de aplicação no que se refere ao ruído irradiado por máquinas, tubos e filtros acústicos. Espera-se que todas as melhorias propostas acima para os experimentos e simulações possam conduzir a aplicações e simulações mais realísticas.

As informações e conhecimentos adquiridos nesta pesquisa formam uma base de dados para futuros trabalhos em absorção sonora onde modelos mais complexos poderão ser desenvolvidos e outras opções poderão ser avaliadas com maior profundidade. Como sugestão para trabalhos futuros, destacam-se:

- a) realização de experimentos mais controlados para aplicação do absorvedor de membrana em tubos e filtros acústicos;
- b) melhor entendimento dos caminhos de dissipação da energia sonora para o absorvedor de membrana aplicado em tubos e cavidades;

- c) otimização do absorvedor de membrana nas aplicações em tubos, *mufflers* e cavidades;
- d) desenvolvimento de um protótipo mais robusto e de materiais resistentes (para a membrana) para uso em cavidades de compressores;
- e) medição da potência sonora de compressores com absorvedor de membrana na cavidade;
- f) desenvolvimento de um modelo numérico para avaliação da cavidade do compressor com absorvedor de membrana;
- g) avaliação do potencial de outros tipos de absorvedores como os de face perfurada e micro-perfurada, em aplicações em tubos, filtros acústicos, cavidades, etc;
- h) desenvolvimento de modelos numéricos para estes outros absorvedores e suas aplicações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - FAHY, Frank. **Foundations of engineering acoustics**. London: Academic Press, 2003.
- [2] - PIERCE, ALAN D. **Acoustics: an introduction to it's physical principles and applications**. USA : McGraw Hill, 1981.
- [3] - TREVOR, J. COX; PETER, D'ANTONIO. **Acoustic absorbers and diffusors: Theory and design**. Spon Press, 2004.
- [4] - **BASWA ACOUSTIC AG**. Disponível em:
<<http://www.baswa.com/default.aspx?Site=Home>>. Acesso em Março de 2007.
- [5] - DELANY, M.E.; BAZLEY, E.N. **Acoustical properties of fibrous materials**. JASA, 1970, Vol. 3.
- [6] - ALLARD; Y. CHAMPOUX. **New empirical equations for sound propagation in rigid fibrous material**. JASA, 1992.
- [7] - MAA, D.Y. **Potential of microperforated panel absorber**. JASA, 1998.
- [8] - LEE, Y.Y.; SUN, H.Y.; GUO, X. **Effects of the panel and helmholtz resonances on a micro-perforated absorber**. JASA, 2005.
- [9] - KANG, J.; FUCHS, H.V. **Predicting the absorption of an open weave textiles and micro-perforated membranes backed by an air space**. Journal of sound and vibration, 1998.
- [10] - SAKAGAMI, K., MARIMOTO, M. and KOIKE, W. **A numerical study of double-leaf microperforated panel absorbers**. Applied acoustics. 2005, Vol. 67.
- [11] - FROMMHOLD, W.; FUCHS, H.V.; SHENG, S. **Predicting the absorption of open weave textiles and micro-perforated membranes backed by an air space**. Journal of sound and vibration, 1998.
- [12] - BOSMANS, I.; et al. **Sound absorption of stretched ceilings with an impervious synthetic membrane**. JASA, 1999.
- [13] - LEONARDO, F. LOPES. **Uso de Materiais Porosos em Filtros Acústicos**. s.l. : UFSC, 2006.
- [14] - TAMURA; MASAYUKY. **Saptial Fourier transform method of measuring reflection coefficient at oblique incidence I: Theory and numerical examples**. JASA, 1990.
- [15] - TAMURA; MASAYUKY. **Spatial Fourier transform method of measuring reflection coefficient at oblique incidence II: Experimental results**, JASA, 1995.

- [16] - ALLARD, J.F.; SIEBEN, B. **Measurements of acoustic impedance in a free field with two microphones and a spectrum analyzer**. JASA, 1985.
- [17] - LANOYE, R.; VERMEIR, G.; LAURIKS, W. **Measurements of acoustic impedance in a free field with two microphones and a spectrum analyzer**. JASA, 2006.
- [18] - LANOYE, R.; VERMEIR, G.; LAURIKS, W. **Measuring the free field acoustic impedance and absorption coefficient of sound absorbing materials with a combined particle velocity-pressure sensor**, JASA, 2006.
- [19] - LANOYE, R.; VERMEIR, G.; BREE, H. E.; LAURIKS, W. **A practical device to determine the reflection coefficient of acoustic materials in-situ based on a microflown and microphone sensor**. K.U. Leuven.
- [20] - BREE, H. E.; LANOYE, R.; COCK, S.; HECK, J. **In situ, broad band method to determine the normal and oblique reflection coefficient of acoustic materials**. SAE International, 2004.
- [21] - R., VERMEIR, G. and LAURIKS, W., JANSSENS, G. **Free field measurements of the absorption coefficients for nonlocally reacting sound absorbing porous layer**. JASA, 2002.
- [22] - ALLARD; LAURIKS, W. **The acoustic sound field above a porous layer and the estimation of the acoustic surface impedance from free-field measurements**, JASA, 1992.
- [23] - ATTENBOROUGH, K. **Acoustical characteristics of rigid fibrous absorbents and granular materials**. JASA, 1983
- [24] - BIOT, M. A. **Generalized theory of acoustic propagation in porous dissipative media**. JASA, 1961.
- [25] - SAKAGAMI, K., MARIMOTO, M. and YAIRI, M. **A note on the effect of vibration of microperforated panel on its sound absorption characteristics**. Acoust. Sci. & Tech, 2005.
- [26] - INGARD, U. **On the theory and design of acoustic resonators**. JASA, 1953.
- [27] - CUMMINGS, A. **Sound radiation from a plate into a porous medium**. Journal of sound and vibration, 2000.
- [28] - INGARD, U. **Transmission of sound through a stretched membrane**. MIT, 1953.
- [29] - THOMAS, W. A. Jr.; HURST, J. **Acoustic performance of a stretched membrane and porous blanket combination**. JASA, 1976.
- [30] - MECHEL, F. P. **Panel absorber**. Journal of sound and vibration, 2001.
- [31] - SAKAGAMI, K.; MARIMOTO, M.; TAKAHASHI, D. **Sound absorption of a cavity-backed membrane: A step towards design method for membrane-type absorbers**. Applied acoustics, 1996.

- [32] - TAKAHASHI, D.; MARIMOTO, M. **Acoustic properties of permeable membranes**, JASA, 1996.
- [33] - ZHA, X.; FUCHS, H. V.; DROTLEFF, H. **Improving the acoustic working conditions for musicians in small spaces**, Applied Acoustics, 2001.
- [34] - FUCHS, H.; ZHA, X.; ZHOU, X., V.; DROTLEFF, H. **Creating low-noise environments in communication rooms**, Applied Acoustics, 2001.
- [35] - FUCHS, H., ZHA, X., POMMERER, M. **Qualifying free-field and reverberation rooms for frequencies below 100 Hz**, Applied Acoustics, 1999.
- [36] - HUANG, L. **A theoretical study of passive control of duct noise using panels of varying compliance**. JASA, 2001.
- [37] - CUMMINGS, A.; KIRBY, R. **Low-frequency sound transmission in ducts with permeable walls**, Journal of sound and vibration, 1999
- [38] - CUMMINGS, A. **The attenuation of sound in unlined ducts with flexible walls**. Journal of sound and vibration, 1993.
- [39] - HUANG, L.; CHOY, Y. S. **Experimental studies of a drumlike silencer**. JASA, 2002
- [40] - ACOUSTICAL SURFACES INC. Disponível em: <<http://www.acousticalsurfaces.com>>. Acessado em Dezembro de 2007.
- [41] - BELTMAN, W. M.; HOOGT, P. J. M.; SPIERING, M. E. J.; TIJDEMAN, H. **Implementation and experimental validation of a new viscothermal acoustic finite element for acousto-elastic problems**, Journal of sound and vibration, 1998.
- [42] - BELTMAN, W. M. **Viscothermal wave propagation including acousto-elastic interaction, Part I: Theory**, Journal of sound and vibration, 1999.

